

POLITECNICO DI MILANO

FACOLTA' DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria dell'Automazione



Dipartimento di Elettronica ed Informazione

**MODELLI SEMPLIFICATI DELLE PROPRIETÀ DI
FLUIDI REFRIGERANTI PER LA SIMULAZIONE
RAPIDA DI CICLI FRIGORIFERI A
COMPRESSIONE DI VAPORE**

Relatore: Prof. Alberto Leva

Elaborato di Laurea di:

Matteo Corti Matr. n. 764689

Anno accademico 2011-2012

Indice

Capitolo 1	Ciclo frigorifero a compressione di vapore.....	1
1.1	Il ciclo di Carnot.....	1
1.2	Il ciclo frigorifero	3
1.3	Ciclo frigorifero a compressione di vapore.....	6
1.3.1	Descrizione del ciclo frigorifero a compressione di vapore ideale	9
1.3.2	Descrizione del ciclo frigorifero a compressione di vapore delle macchine reali	10
1.3.3	Variante del ciclo reale.....	13
1.4	Fluidi frigoriferi	13
1.4.1	Designazione numerica dei refrigeranti	16
1.4.2	Alternativa ai fluidi frigoriferi sintetici	17
Capitolo 2	Modello del frigorifero	19
2.1	Fonte dei dati.....	20
2.1.1	Software RefProp	21
2.2	Determinazione delle curve di saturazione	22
2.2.1	Entalpia specifica di saturazione	23
2.2.2	Temperatura di saturazione	26
2.2.3	Densità di saturazione	28
2.2.4	Entropia di saturazione.....	30
2.3	Determinazione dei piani delle proprietà del fluido.....	32
2.3.1	Titolo di vapore	34
2.3.2	Densità	36
2.3.3	Temperatura	39
2.3.4	Energia interna	44
2.3.5	Entropia	45
Capitolo 3	Modelli dei componenti del ciclo frigorifero	49
3.1	Premessa: formalismo	50
3.2	Evaporatore	51
3.2.1	Equazioni di accumulo dell'evaporatore.....	53

3.2.2	Equazioni di trasporto dell'evaporatore	55
3.3	Compressore.....	56
3.3.1	Equazioni del compressore	57
3.4	Valvola di laminazione	59
3.4.1	Equazioni valvola di laminazione	60
3.5	Condensatore.....	61
3.5.1	Equazioni di accumulo del condensatore.....	64
3.5.2	Equazioni di trasporto vapore	70
3.5.3	Equazioni di trasporto liquido	71
Capitolo 4	Testing.....	73
4.1	Metodo di integrazione e parametri di simulazione.....	74
4.2	Test evaporatore	74
4.3	Test compressore.....	78
4.4	Test valvola di laminazione	82
4.5	Test condensatore.....	85
4.6	Test circuito aperto.....	91
4.7	Test circuito chiuso	95
Capitolo 5	Introduzione alla proprietà di reversibilità dei componenti	101
5.1	Connettori dei componenti reversibili.....	101
5.2	Evaporatore reversibile	102
5.2.1	Equazioni di accumulo dell'evaporatore reversibile.....	103
5.2.2	Elemento di trasporto dell'evaporatore reversibile	105
5.3	Compressore reversibile.....	105
5.4	Valvola di laminazione reversibile.....	107
5.5	Condensatore reversibile	107
5.5.1	Equazioni di accumulo del condensatore reversibile	108
5.5.2	Equazioni di trasporto del condensatore reversibile	112
Capitolo 6	Conclusioni	114
6.1	Lavoro svolto	114
Appendice A:	dati saturazione R134-a	115
Appendice B:	p-h Diagram R134-a.....	121

Bibliografia	122
Ringraziamenti	123

Indice delle figure

Figura 1.1: ciclo di Carnot sul piano pressione p e volume V	2
Figura 1.2: a) ciclo di Carnot in una sostanza pura b) ciclo di Carnot del gas ideale	3
Figura 1.3: ciclo di Carnot inverso sul piano pressione p e volume V	6
Figura 1.4: macchina frigorifera – schema di funzionamento	7
Figura 1.5: ciclo frigorifero ideale sul piano pressione p entalpia h	8
Figura 1.6: ciclo frigorifero con la presenza di surriscaldamento e sottoraffreddamento	12
Figura 1.7: ciclo frigorifero reale	12
Figura 1.8: ciclo bistadio: a) schema e b) corrispettivo diagramma T-s	13
Figura 2.1: diagramma p-h del fluido R134a	22
Figura 2.2: confronto di h_{LS}	25
Figura 2.3: confronto di h_{VS}	25
Figura 2.4: confronto di T_S	27
Figura 2.5: confronto della ρ_{LS}	29
Figura 2.6: confronto della ρ_{VS}	30
Figura 2.7: confronto di s_{VS}	32
Figura 2.8: esempio del titolo in zona di miscela – metodo della leva	35
Figura 2.9: superficie del titolo di vapore (a) e dell'errore e_x (b)	36
Figura 2.10: superficie della densità (a) e dell'errore e_ρ (b)	39
Figura 2.11: superficie della temperatura (a) e dell'errore e_T (b)	43
Figura 2.12: superficie dell'energia interna (a) e dell'errore e_e (b)	45
Figura 2.13: superficie dell'entropia (a) e dell'errore e_s (b)	47
Figura 3.1: interfaccia generico componente	50
Figura 3.2: layout dell'evaporatore	51
Figura 3.3: schema dell'evaporatore	52
Figura 3.4: elemento di accumulo i-esimo dell'evaporatore	53
Figura 3.5: blocco per l'equazioni di trasporto i-esimo	55
Figura 3.6: layout del compressore	57
Figura 3.7: layout della valvola di laminazione	60
Figura 3.8: principio di condensazione	62
Figura 3.9: layout del condensatore	62
Figura 3.10: schema del condensatore	63
Figura 3.11: elemento i-esimo dell'elemento di accumulo del condensatore	64
Figura 3.12: schema delle portate del condensatore	66
Figura 3.13: situazione geometrica per un generico elemento di accumulo	67
Figura 3.14: sezione dell'elemento di accumulo	68
Figura 3.15: blocco per l'equazioni di trasporto i-esimo del vapore	70

Figura 3.16: blocco per l'equazioni di trasporto liquido i-esimo	71
Figura 4.1: test dell'EVAPORATOR	75
Figura 4.2: test dell'EVAPORATOR – titolo	78
Figura 4.3: test dell'EVAPORATOR – entalpia	78
Figura 4.4: test del COMPRESSOR	79
Figura 4.5: test del COMPRESSOR – entalpie	81
Figura 4.6 test del COMPRESSOR – entropie	82
Figura 4.7: test del COMPRESSOR – portate	82
Figura 4.8: test di VALVE	83
Figura 4.9: Test di VALVE - pressione	84
Figura 4.10: test di VALVE - portate	85
Figura 4.11: test del CONDENSER	85
Figura 4.12: test del CONDENSER – entalpia di vapore	89
Figura 4.13 test del CONDENSER – temperature di vapore	90
Figura 4.14: test del CONDENSER – masse di liquido	90
Figura 4.15: test del CONDENSER – entalpia d'ingresso e uscita CONDENSER	91
Figura 4.16: test del circuito aperto	91
Figura 4.17: open loop – entalpie	94
Figura 4.18: open loop – pressioni	94
Figura 4.19: temperatura della cavità	95
Figura 4.20: test del circuito chiuso	97
Figura 4.21: ciclo di riferimento	98
Figura 4.22: closed loop - pressioni	99
Figura 4.23: closed loop - entalpie	100
Figura 4.24: closed loop - temperatura cavità	100
Figura 5.1: interfacce del componente reversibile	102
Figura 5.2: schema dell'evaporatore reversibile	103
Figura 5.3: layout dell'evaporatore reversibile	103
Figura 5.4: generico elemento di accumulo i-esimo per l'evaporatore reversibile	103
Figura 5.5: blocco i-esimo equazioni di trasporto dell'evaporatore reversibile	105
Figura 5.6: layout del compressore reversibile	106
Figura 5.7: layout della valvola di laminazione reversibile	107
Figura 5.8: schema del condensatore reversibile	108
Figura 5.9: layout del condensatore reversibile	108
Figura 5.10: elemento i-esimo dell'elemento di accumulo del condensatore reversibile	108
Figura 5.11: schema delle portate del condensatore reversibile	110
Figura 5.12: elemento i-esimo di trasporto di vapore (a) e di liquido del condensatore reversibile	112

Indice delle tabelle

Tabella 1: simboli e unità di misura delle proprietà del fluido	20
Tabella 2: informazioni aggiuntive del fluido R134a	22
Tabella 3: coefficienti delle interpolanti di entalpia liquido saturo (h_{LS}) e di vapore saturo (h_{VS})	24
Tabella 4: coefficienti dell'interpolante della temperatura di saturazione T_S	27
Tabella 5: coefficienti delle interpolanti della densità d liquido saturo (ρ_{LS}) e di vapore saturo (ρ_{VS})	29
Tabella 6: coefficienti dell'interpolante della entropia di vapore saturo s_{VS}	31
Tabella 7: parametri dell'EVAPORATOR	75
Tabella 8: parametri di sourcephS2ph e di sinkpS2ph	76
Tabella 9: parametri dello step(P)	77
Tabella 10: parametri del COMPRESSOR	79
Tabella 11: parametri di sourcephS2ph e di sinkpS2ph	80
Tabella 12: parametri di pulse(cmd)	81
Tabella 13: parametri di VALVE	83
Tabella 14: parametri di sourcewhS2ph e di sinkpS2ph	84
Tabella 15: parametri di constant(cmd)	84
Tabella 16: parametri del CONDENSER	87
Tabella 17: parametri di sourcewhS2ph e di sinkpS2ph	87
Tabella 18: parametri di Constant(T) e di convVec2Sca	89
Tabella 19: open loop – parametri di sourcewhS2ph e di sinkpS2ph	92
Tabella 20: parametri di CAVITY	93
Tabella 21: open loop – parametri di SC_EVAP_TO_CAV e di SC_COND_TO_ROOM	93

Sommario

Obiettivo di questo progetto di tesi è la realizzazione e l'implementazione di una libreria di modelli dei componenti del tipico ciclo frigorifero a compressione di vapore, comprendente anche funzioni necessarie a valutare in modo computazionalmente efficiente le proprietà del fluido frigorifero.

Si è inizialmente studiato il funzionamento generale del sistema reale, analizzando il comportamento del fluido frigorifero, la funzionalità dei singoli componenti, e l'interazione di quest'ultimi con l'ambiente.

Il passo successivo è stato descrivere mediante equazioni alcune proprietà termofisiche del fluido refrigerante nelle condizioni di saturazione, ed estendere tali proprietà nelle zone di vapore, miscela liquido vapore e liquido del fluido frigorifero. La scelta è stata quella di prendere come riferimento il fluido R134a, in quanto impiegato comunemente nell'ambito di impianti frigoriferi e nella refrigerazione domestica in generale.

Una volta definite i piani delle proprietà, si è potuto procedere nel redigere, grazie allo studio teorico fatto in precedenza, le equazioni atte a descrivere il comportamento dinamico dei componenti necessari a realizzare un ciclo termodinamico. I componenti descritti sono l'evaporatore, il compressore, la valvola di laminazione e il condensatore.

La sezione successiva è stata dedicata al testing dei modelli dei componenti ricavati in precedenza, analizzando il comportamento del singolo e successivamente componendo il circuito finale, prima in anello aperto e poi chiudendolo in modo da ricreare il ciclo vero e proprio.

La parte implementativa e di simulazione è stata effettuata utilizzando il software Dymola – Dynamic Modeling Laboratory, versione 6.1.

Abstract

The goal of this thesis is the realization and implementation of a library of component models of the typical vapor-compression refrigeration cycle, which also includes functions required to evaluate the properties of refrigerant computationally efficient.

It was initially studied the general operation of the real system, by analyzing the behavior of the refrigerant, the functionality of individual components, and the interaction of the latter with the environment.

The next step was to describe by means of equations some physical properties of the coolant in the thermal conditions of saturation, and extend these properties in the areas of steam, mixture of liquid and vapor and liquid of the refrigerant fluid. The choice has been to take as a reference fluid R134a, as commonly used in the context of refrigeration systems and in the domestic refrigeration in general.

Once defined the plans of the property, it was possible to write, thanks to the theoretical study done previously, the equations that describe the dynamic behavior of the components necessary to achieve a thermodynamic cycle. The components described are the evaporator, the compressor, the throttling valve and the condenser.

The next section is devoted to the testing of models of the components obtained before, by analyzing the behavior of the single component and then, the final circuit has been tested both in open loop and closed loop so as to recreate the cycle itself.

The part implementative and simulation was performed using the software Dymola - Dynamic Modeling Laboratory, version 6.1.

Capitolo 1 Ciclo frigorifero a compressione di vapore

In questo capitolo verranno delineati i principali aspetti teorici che descrivono il funzionamento di un ciclo frigorifero a compressione di vapore, sistema largamente utilizzato per ottenere raffreddamento all'interno della cavità del frigorifero. Oltre a descrivere il ciclo ideale di Carnot, verrà affrontato un accenno di studio riguardante il ciclo reale che si verifica con l'utilizzo di un fluido frigorifero generale, i componenti principali che ne fanno parte ed infine un approfondimento riguardante i principali fluidi frigoriferi impiegati.

1.1 Il ciclo di Carnot

Nel 1824 nell'opera intitolata "Sur la puissance motrice de feu" N. L. Sadi Carnot scriveva:

“La produzione del moto in una macchina a vapore è sempre accompagnata da una circostanza che dovrebbe essere particolarmente osservata. Questa circostanza è il passaggio di calore da un corpo in cui la temperatura è più elevata ad un altro in cui lo è meno. La capacità di produrre moto da parte del calorico è indipendente dagli agenti impiegati per svilupparlo; essa è determinata dalla temperatura dei corpi fra i quali avviene, come risultato finale, il trasferimento del calorico.[...] In base a quanto stabilito, possiamo correttamente confrontare l'energia motrice del calore con quella di una cascata: entrambe hanno un massimo invalicabile, che dipende dall'altezza e dalla quantità d'acqua o dalla differenza di temperatura e dalla quantità di calorico.”

Carnot ha stabilito due punti molto importanti:

- la reale sorgente di potenza motrice di una macchina termica è la differenza delle temperature tra cui essa opera;

- il fluido impiegato nella macchina non ha alcuna rilevanza ai fini del rendimento.

In particolare un ciclo di Carnot, può essere effettuato da un fluido qualsiasi lungo quattro trasformazioni, come è mostrato in Figura 1.1:

- Espansione isoterma AB a temperatura T_2 , calore scambiato Q_2 ;
- Espansione adiabatica BC, $Q=0$;
- Compressione isoterma CD a temperatura $T_1 < T_2$, calore scambiato Q_1 ;
- Compressione adiabatica DA, $Q=0$.

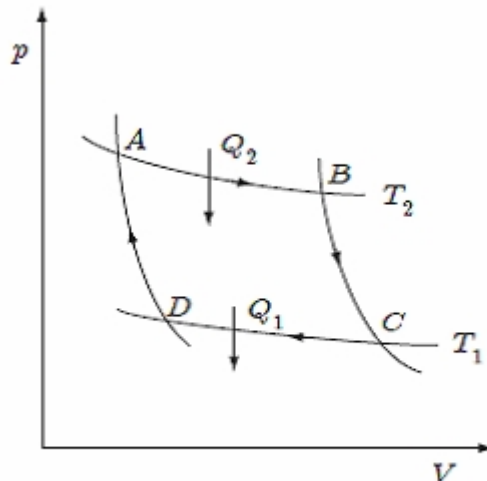


Figura 1.1: ciclo di Carnot sul piano pressione p e volume V

Per definizione il ciclo di Carnot è reversibile, in quanto le trasformazioni BC e DA avvengono senza attriti ed adiabaticamente, poiché non si hanno scambi di calore con l'esterno.

Inoltre il ciclo può essere eseguito da un qualunque sistema termodinamico che scambi calore esclusivamente con due sorgenti, quindi può essere chiuso esclusivamente con due trasformazioni adiabatiche.

In Figura 1.2-a sono mostrati tre diversi cicli di Carnot di una sostanza pura nella regione del liquido, nella regione di coesistenza liquido e vapore e nella regione di vapore, mentre in Figura 1.2-b è rappresentato un esempio di ciclo di Carnot nel caso di gas a comportamento ideale.

Nonostante che il ciclo di Carnot sia un ciclo ideale, e quindi non riproducibile nella realtà, esso viene preso comunque in considerazione in quanto può essere pensato come ciclo standard di confronto relativo all'efficienza e alle quantità di calore trasferite in un sistema reale e, non ultimo, per capire l'interazione del sistema stesso con l'ambiente.

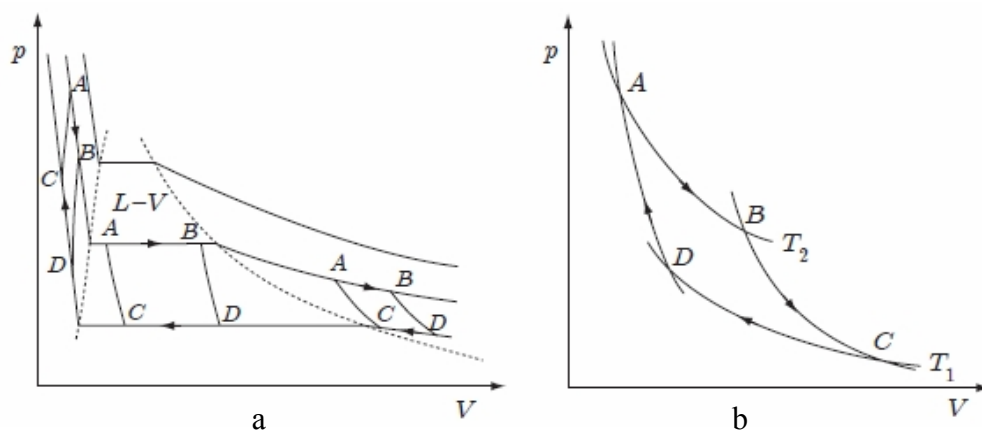


Figura 1.2: a) ciclo di Carnot in una sostanza pura b) ciclo di Carnot del gas ideale

1.2 Il ciclo frigorifero

In un ciclo frigorifero un fluido allo stato di vapore viene compresso, condensato allo stato liquido ed, in seguito ad una caduta di pressione, viene fatto evaporare a bassa pressione (Figura 1.3). Il ciclo frigorifero è definito anche come ciclo inverso di Carnot, in quanto compie il processo opposto rispetto a quello della macchina a vapore; lo scopo del ciclo frigorifero infatti è

quello di trasferire energia da un serbatoio a bassa temperatura ad uno a temperatura più elevata, richiedendo l'aggiunta di lavoro esterno. Da notare infatti i sensi opposti del calore Q_1 e Q_2 della Figura 1.1 rispetto alla Figura 1.3. Il ciclo di Carnot inverso così descritto costituisce la base della refrigerazione. Il fluido frigorifero deve essere messo in comunicazione termica con i corpi da refrigerare quando, percorrendo il ciclo, si trova a temperatura sufficientemente bassa (più bassa di quella alla quale devono essere portati i corpi all'interno della cavità), in modo da ricevere il calore Q_1 , e deve essere messo in comunicazione con l'ambiente o con i comuni refrigeranti (aria, acqua) quando si trova a temperatura sufficientemente alta (più alta di quella dell'ambiente o dei refrigeranti esterni), in modo da cedere loro il calore Q_2 . Nelle macchine refrigeranti si ha quindi, mediante la spesa di un certo lavoro, come affermato dal II principio della Termodinamica, un vero e proprio trasporto di calore da bassa ad alta temperatura.

Per il ciclo frigorifero non si parla di efficienza, termine riferito al rapporto tra l'energia prodotta e quella assorbita, tipica dei cicli di potenza, ma di coefficiente di prestazione COP (Coefficient of Performance); esso è calcolato facendo il rapporto tra la quantità di calore sottratto a bassa temperatura Q_1 (ossia la quantità di freddo prodotta) e lavoro speso L per far funzionare il sistema (lavoro netto eseguito), secondo l'espressione (1.1):

$$COP = \frac{\text{Potenza frigorifera}}{\text{Lavoro}}; \quad (1.1)$$

Nel caso si percorra interamente un ciclo, il fluido ritorna nelle condizioni iniziali; di conseguenza la variazione di energia interna è nulla ed il lavoro risulta essere paria a (1.2):

$$L = Q_2 - Q_1; \quad (1.2)$$

Dove Q_1 e Q_2 sono rispettivamente la quantità di calore scambiate con la sorgente a temperatura T_1 e con la sorgente a temperatura T_2 . Il coefficiente di prestazione risulta essere (1.3):

$$COP = \frac{Q_1}{L} = \frac{Q_1}{Q_2 - Q_1}; \quad (1.3)$$

E' facile dimostrare che il ciclo inverso di Carnot è, per le macchine refrigeranti, un ciclo di massimo effetto utile fra due temperature prefissate T_1 e T_2 .

D'altra parte secondo la formula (1.4):

$$COP = \frac{Q_1}{L} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{1}{\frac{T_2}{T_1} - 1}; \quad (1.4)$$

si evidenzia che il coefficiente di prestazione di un generico ciclo di Carnot è solo in funzione delle temperature delle sorgenti, che possono variare in linea teorica da zero ad infinito. Risulta che l'effetto utile è tanto più elevato quanto è più vicino all'unità il rapporto $\frac{T_1}{T_2}$, cioè quanto più vicine sono le temperature

delle due isoterme. Questo risultato non deve portare a concludere che si possa far variare le temperature T_1 e T_2 a piacimento; queste due grandezze devono essere diverse tra di loro ed in particolare T_1 deve essere inferiore alla temperatura minima all'interno della cavità frigorifera, mentre T_2 è superiore alla temperatura ambiente. Negli impianti frigoriferi la grandezza $\Delta T = T_2 - T_1$ è inoltre in gran parte stabilita dalle superfici scambianti impiegate nella costruzione del condensatore e dell'evaporatore, componenti descritti nei capitoli successivi.

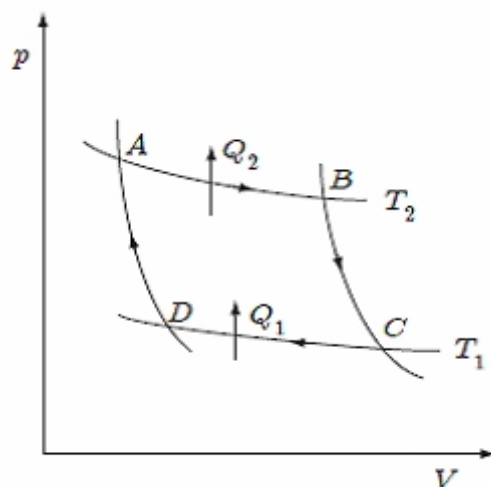


Figura 1.3:ciclo di Carnot inverso sul piano pressione p e volume V

1.3 Ciclo frigorifero a compressione di vapore

La macchina frigorifera, in teoria, potrebbe essere realizzata mediante l'impiego di un unico cilindro nel quale scorre uno stantuffo a perfetta tenuta. Per essere fedeli al ciclo ideale di Carnot, questo cilindro dovrà avere pareti isolanti nelle fasi di espansioni adiabatiche, mentre permeabili nelle fasi di espansione e compressione isoterme. In realtà, per evidenti motivi di realizzazione, queste ultime due fasi conviene realizzarle non nel cilindro, ma in opportuni componenti differenti del circuito, in prima approssimazione costituiti da recipienti con grandi superfici in modo da permettere un adeguato scambio del calore (assorbito e trasmesso). Questo è rappresentato nello schema di Figura 1.4.

Come prima approssimazione si può asserire che negli scambiatori di calore (nei quali avviene la trasmissione del calore) le trasformazioni avvengono a pressione costante; per non distaccarsi dal modello di massimo effetto utile

conviene impiegare fluidi nello stato per il quale le trasformazioni isobare siano anche isoterme, cioè fluidi ideali nello stato di miscela.

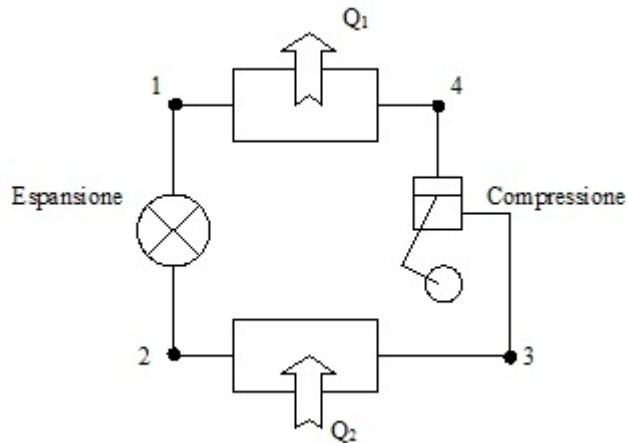


Figura 1.4: macchina frigorifera – schema di funzionamento

In tal caso, per problemi meccanici dovuti all'espansione e alla compressione di fluidi bifasici, al precitato cilindro conviene sostituire in fase di espansione adiabatica una valvola. In questo modo la trasformazione da espansione isoentropica reversibile diviene una trasformazione isoentalpica reversibile. La conseguenza di questo cambio comporta un peggioramento dell'effetto utile rispetto al caso ideale. Analogamente, quanto detto, può essere esteso anche per la compressione, in quanto non è possibile effettuare una compressione "umida", ovvero una trasformazione all'interno della regione della miscela liquido-vapore. Le problematiche che porta con se una compressione umida sono essenzialmente:

- la presenza del liquido non permette una efficiente lubrificazione delle pareti del cilindro;
- se alla fine del processo di compressione rimanessero delle gocce di liquido, esse possono essere accumulate nel ristretto volume dello spazio morto del cilindro, provocando possibili danni alle valvole dello stesso.

Per questi motivi la trasformazione 2-3 di Figura 1.5 viene fatta proseguire sino ad incontrare la curva di vapore saturo (titolo $x=1$) in modo da far avvenire all'interno del compressore una compressione detta "secca". Ciò significa che all'ingresso del compressore entra vapore saturo e alla fine della compressione ci si trova nella regione di vapore surriscaldato. L'effetto del passaggio da una compressione umida a una compressione secca comporta un aumento dell'effetto frigorifero, ma anche un conseguente aumento, in percentuale superiore, del lavoro di compressione. Questo giustifica il peggioramento del coefficiente di prestazione.

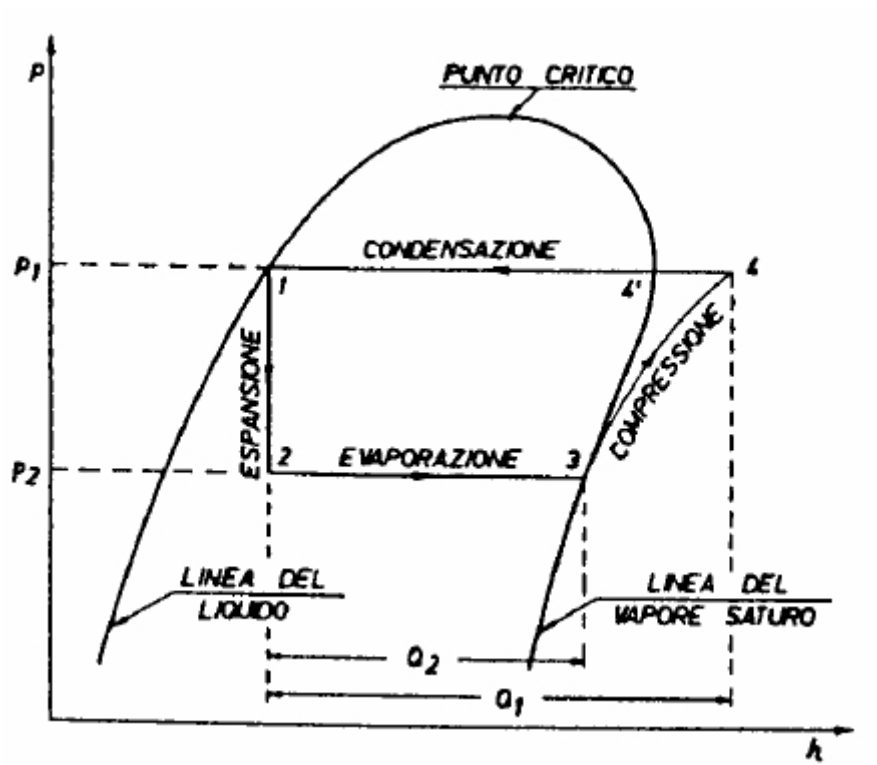


Figura 1.5: ciclo frigorifero ideale sul piano pressione p entalpia h

Una rappresentazione del ciclo frigorifero più efficace e di gran lunga più diffusa è quella di utilizzare il diagramma pressione entalpia (p - h), come quello rappresentato in Figura 1.5. Questo tipo di rappresentazione è entrata nell'uso della tecnica del freddo in quanto le isoterme nella zona di miscela

liquido – vapore seguono l'andamento delle isobare, rendendo più leggibile i cicli pratici.

1.3.1 Descrizione del ciclo frigorifero a compressione di vapore ideale

In seguito verrà descritto il funzionamento di un ciclo a compressione ideale, prendendo come riferimento lo schema di Figura 1.4 e il diagramma di Figura 1.5.

La trasformazione 1-2 rappresenta l'espansione isoentalpica alla pressione di condensazione p_1 e quella di evaporazione p_2 . Durante l'espansione, che avviene nella valvola di espansione, parte del refrigerante evapora e la temperatura passa dalla temperatura di condensazione a quella di evaporazione.

Nella trasformazione 2-3 avviene l'evaporazione del fluido all'interno dell'evaporatore. Il fluido evaporando sottrae calore dall'ambiente che si desidera raffreddare.

Nella fase 3-4 rappresenta il processo di compressione isoentropica che avviene nel compressore dalla pressione di evaporazione alla pressione di condensazione.

Nella sezione 4-4' viene rappresentato il desurriscaldamento e, successivamente nella fase 4'-1, la vera e propria condensazione del fluido. Entrambe le trasformazioni avvengono nel condensatore.

Sempre con riferimento alla Figura 1.5 si possono scrivere le equazioni dell'energia nei singoli componenti, con ipotesi che la macchina sia attraversata da un fluido a moto permanente e che si trascuri la variazione di energia potenziale. Per il compressore si può scrivere (1.5):

$$Q = 0 \rightarrow L = h_3 - h_4; \quad (1.5)$$

Per la valvola di espansione si può supporre (1.6):

$$L = Q = 0 \rightarrow h_1 = h_2; \quad (1.6)$$

Per l'evaporatore si può affermare che (1.7):

$$L = 0 \rightarrow Q = h_3 - h_2; \quad (1.7)$$

Ed infine per il condensatore vale la (1.8):

$$L = 0 \rightarrow Q = h_1 - h_4; \quad (1.8)$$

1.3.2 Descrizione del ciclo frigorifero a compressione di vapore delle macchine reali

In questo sottocapitolo verranno considerate alcuni aspetti che vanno ad influire sul ciclo frigorifero; il ciclo effettuato da macchine reali non coincide esattamente con il ciclo teorico precedentemente descritto. Di seguito verranno analizzate tali discrepanze.

All'ingresso del compressore, il vapore aspirato è leggermente surriscaldato. Questo surriscaldamento può avvenire all'interno dell'evaporatore, mediante un'opportuna taratura del sistema di regolazione usato, oppure all'esterno, mediante un apporto di calore tra l'evaporatore e il compressore. Se il surriscaldamento avviene all'interno dell'evaporatore, questo porta un aumento dell'effetto utile, ma di conseguenza un aumento del volume specifico del vapore aspirato. La conseguenza di ciò è una riduzione della portata ponderale del refrigerante. Si ricorda che il surriscaldamento del fluido frigorifero all'ingresso del compressore sostanzialmente è un modo per assicurarsi che il fluido sia totalmente allo stato di vapore e che la temperatura del refrigerante all'ingresso

sia leggermente più alta rispetto alla temperatura di evaporazione, per preservare il corretto funzionamento del compressore stesso.

Un'altra accortezza è quella di sottoraffreddare il fluido in ingresso della valvola di espansione. Se il processo di sottoraffreddamento è dovuto ad un fluido esterno al ciclo frigorifero (aria, acqua), si ha una diminuzione dell'entalpia in ingresso dell'evaporatore che comporta un aumento dell'effetto utile, a parità di lavoro speso per la compressione. Alcuni impianti frigoriferi sono dotati di scambiatori liquido – gas, in modo che il fluido allo stato liquido proveniente dal condensatore, mediante scambio in controcorrente, viene sottoraffreddato attraverso i vapori provenienti dall'evaporatore. Anche questa soluzione assicura la completa evaporazione di eventuali goccioline presenti nel fluido frigorifero aspirati dal compressore, ovvero quello di sottoraffreddare il refrigerante liquido in quei casi nei quali esiste la possibilità di avere una parziale evaporazione a monte della valvola di espansione, determinata o da un'importante distanza tra evaporatore e condensatore o un notevole dislivello tra il condensatore (ubicato nella parte inferiore) e l'evaporatore (generalmente posto in alto). La Figura 1.6 raffigura quanto detto finora; nello specifico il tratto 3 – 4 rappresenta il surriscaldamento del fluido, mentre il tratto 1 – 6 mostra il surriscaldamento.

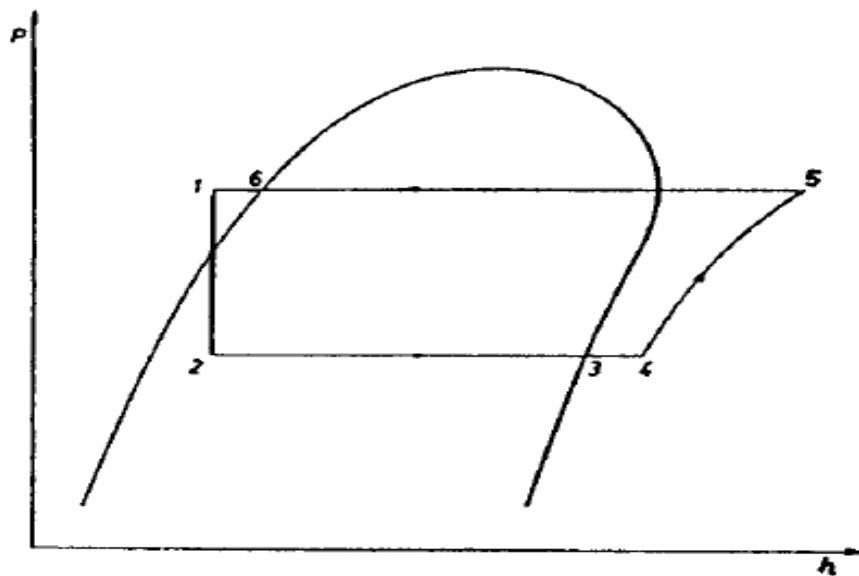


Figura 1.6: ciclo frigorifero con la presenza di surriscaldamento e sottoraffreddamento

Un'altra non idealità da introdurre per poter descrivere al meglio un ciclo reale frigorifero, è rappresentata dalle cadute di pressioni concentrate nelle tubazioni di aspirazione del compressione e nella tubazione di mandata, rispettivamente 3'-3'' e 4-4'' di Figura 1.7.

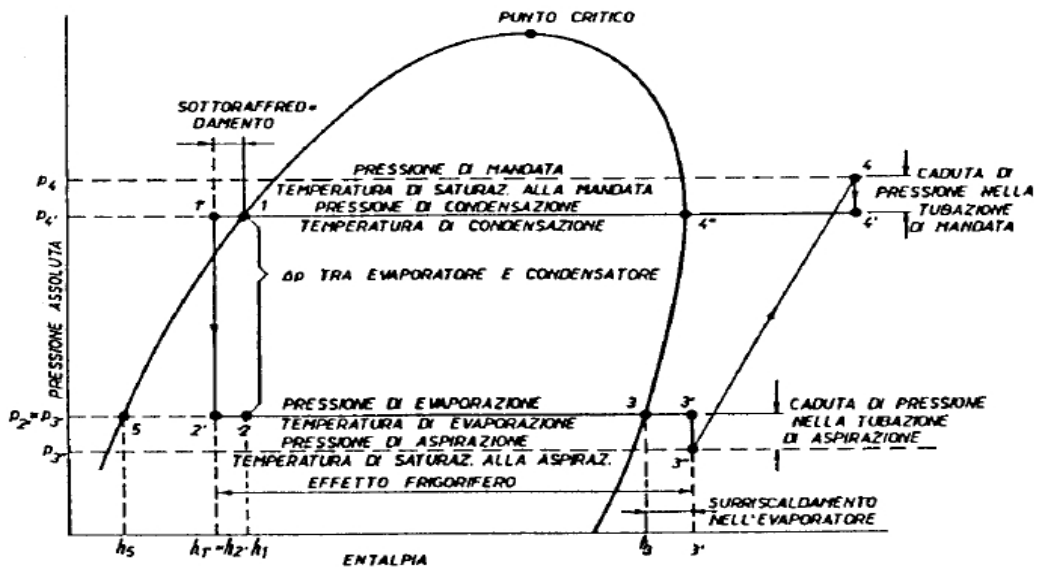


Figura 1.7: ciclo frigorifero reale

1.3.3 Variante del ciclo reale

Il ciclo visto fino ad ora è detto monostadio in merito ad un'unica fase di compressione e un'unica fase di espansione. Per migliorare le prestazioni e precisamente aumentare la quantità di freddo per unità di massa, occorre introdurre il cosiddetto ciclo bistadio mostrato in Figura 1.8, caratterizzato da due fasi di compressioni e due fase di espansione frazionata mediante l'impiego di due valvole di espansione. Questa particolare soluzione, oltre ad essere molto più onerosa in termini economici, è generalmente di grande dimensioni e trova applicazione solo in grossi impianti di refrigerazione.

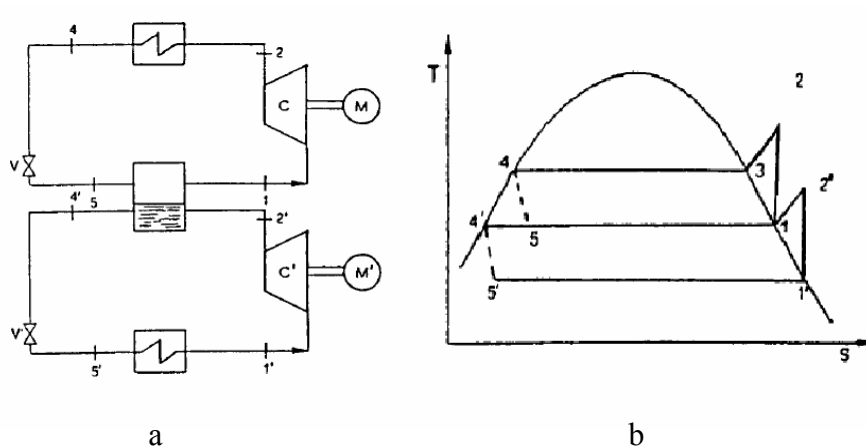


Figura 1.8: ciclo bistadio: a) schema e b) corrispettivo diagramma T-s

1.4 Fluidi frigoriferi

Le proprietà che un fluido frigorifero deve avere, per poter essere utilizzato all'interno di un circuito, sono diverse e non solo di carattere prettamente termochimico. Di seguito sono elencate le principali:

- stabilità e inerzia chimica: non si devono avere reazioni chimiche al contatto con materiali metallici e plastici che costituiscono il circuito;

- compatibilità con l'ambiente: in caso di fughe o scarico dell'impianto, il fluido non deve essere nocivo per l'ambiente ;
- atossicità e ignifugabilità: in caso di fughe o perdite in ambienti chiusi, il fluido fuoriuscito dell'impianto non deve creare situazioni di pericolo;
- avere proprietà termodinamiche appropriate: il fluido deve avere valori di saturazione appropriate di temperatura e pressione. Occorre lavorare a pressioni di condensazione non troppo elevate, in modo da preservare i componenti meccanici e limitare la pressione di evaporazione, in modo che essa non sia troppo inferiore rispetto a quella atmosferica. Questa accortezza è necessaria per evitare fughe dovute a difetti di tenuta. Le temperature di fine compressione non dovrebbero inoltre essere eccessivamente elevate in modo da evitare la decomposizione termica dell'olio lubrificante, con formazioni di depositi carboniosi. Infine la temperatura critica deve essere il più elevata possibile rispetto alla temperatura di condensazione, in modo da ridurre le perdite termodinamiche del processo di laminazione.
- Viscosità bassa: ciò permette di ridurre al minimo le perdite di carico nelle tubazioni e nei componenti;
- Conduttività termica elevata: aumenta lo scambio termico nel condensatore e nell'evaporatore;
- Comportamento appropriato con oli lubrificanti: viene richiesta una mutua solubilità per assicurarsi che l'olio si accumuli nella coppa del compressore volumetrico, dopo aver accompagnato il fluido nelle varie trasformazioni;
- Basso punto di congelamento;
- Facilità di individuazione delle perdite del circuito;

- Avere basso costo.

Già presenti in natura esistono diversi tipi di sostanze che possono essere usate come fluidi refrigeranti, con spiccate proprietà termodinamiche, di trasporto e di inerzia a reagire con i diversi materiali, come ad esempio ammoniaca NH_3 (che però reagisce con il rame e le sue leghe) ed alcuni idrocarburi leggeri, quali propano C_3H_8 ed isobutano $\text{CH}(\text{CH}_3)_3$. Gli impianti che utilizzano questi tipi di refrigerante sono installati soprattutto nelle industrie alimentari, per la conservazione, congelazione e surgelazione di prodotti deperibili. La scelta di refrigeranti in ambito domestico, o comunque in quegli impianti ubicati in ambienti generalmente chiusi, non è quella rappresentata da queste sostanze, in quanto l'ostacolo degli idrocarburi leggeri e dell'ammoniaca è la loro tossicità ed infiammabilità.

Dagli anni 30' si sono effettuate diverse ricerche su fluidi di sintesi che non avessero gli inconvenienti delle sostanze naturali. Grande interesse è stato posto sulla famiglia degli alogenoderivati degli idrocarburi leggeri. Queste sostanze sintetiche derivano dagli idrocarburi leggeri, nei quali è stata effettuata una sostituzione totale o parziale degli atomi di idrogeno con atomi degli alogeni cloro Cl e/o fluoro F. La classificazione di questi composti è in base al numero di atomi di idrogeno scambiati con quelli di fluoro e cloro e costituiscono tre diverse macro categorie:

- clorofluorocarburi CFC: tutti gli atomi di idrogeno dell'idrocarburo sono sostituiti da atomi di cloro e fluoro;
- idroclorofluorocarburi HCFC: gli atomi di idrogeno dell'idrocarburo sono sostituiti solo parzialmente da atomi di cloro e fluoro;
- idrofluorocarburi HFC: solo l'alogeno fluoro sostituisce parzialmente gli atomi di idrogeno presenti nell'idrocarburo.

Nella scelta del tipo di refrigerante è fondamentale lo studio delle sue prestazioni nel funzionamento ideale.

1.4.1 Designazione numerica dei refrigeranti

È utile precisare per completezza, il significato alfanumerici che identificano i diversi fluidi frigorigeni sintetici. Esiste una normativa redatta dall'ASHRAE (associazione statunitense degli operatori della refrigerazione ed il condizionamento dell'aria) contenente la norma ANSI/ASHRAE standard 34-1992 dal titolo "Number Designation and Safety Classification of Refrigerants". Tale norma specifica che i fluidi refrigeranti vengono identificati da una stringa alfanumerica con prima lettera "R". Per i prodotti puri derivati dal metano, etano o propano per sostituzione degli atomi di idrogeno con alcalini Cl e/o F, la stringa assume un aspetto del tipo R-XYZI con la seguente regola:

- X rappresenta il numero di atomi di carbonio nC nella molecola, diminuita di una unità:

$$X = nC - 1$$

Se $X=0$, come nel caso dei derivati del metano, la prima cifra si omette.

- Y rappresenta il numero degli atomi di idrogeno nH nella molecola, aumentati di una unità:

$$Y = nH + 1$$

Nel caso di sostituzione completa degli atomi di idrogeno con atomi di cloro o fluoro, Y assume valore unitario.

- Z rappresenta il numero di atomi di fluoro nF presenti nella molecola:

$$Z = nF$$

Di conseguenza il numero di atomi di cloro nCl nel composto è ricavabile sottraendo la somma di atomi di fluoro e idrogeno dal totale di atomi che possono legarsi agli atomi di carbonio.

La lettera “ T ” serve per distinguere fluidi frigoriferi con la medesima composizione chimica, ma con struttura molecolare diversa (come, ad esempio, i derivati dell’etano e del propano che ammettono appunto isomeri).

1.4.2 Alternativa ai fluidi frigoriferi sintetici

Come già accennato è possibile utilizzare come fluidi refrigeranti anche sostanze diverse dai prodotti di sintesi come gli alogenoderivati. Di seguito verranno elencati a titolo informativo le caratteristiche di alcune sostanze alternative impiegate:

- Idrocarburi: impiegate, soprattutto in Germania, come refrigeranti all’interno di frigoriferi domestici. Negli anni ‘30 fu usato propano, per poi passare all’impiego di isobutano (utilizzato ancora oggi), apportando accortezze costruttive dei componenti del circuito. L’impiego di idrocarburi presenta svantaggi legati alla loro infiammabilità e alla necessità di definire standard di sicurezza elevati, soprattutto per la produzione in larga scala di impianti.
- Ammoniaca: utilizzata tutt’ora per il condizionamento dell’aria all’interno dei chiller in impianti con capacità da 200KW a 3MW. I problemi dell’utilizzo dell’ammoniaca è la sua tossicità (anche se è facilmente individuata in caso di fughe anche a bassissime concentrazioni), solubilità con l’olio e incompatibilità con vari materiali. I punti di forza che avvantaggia ancora il suo utilizzo sono

sostanzialmente la sua economicità e il suo alto grado di diluizione con l'acqua.

- Acqua: utilizzata soprattutto in impianti ad assorbimento, ma trova spazio anche all'interno di impianti a compressione. Le pressioni a cui lavorano l'impianti che utilizzano questo tipo di refrigerante sono generalmente inferiori rispetto ai restanti; la differenza tra la pressione di condensazione e evaporazione risulta essere ridotta, ma per la compressione sono necessari compressori centrifughi e multistadio.
- Anidride carbonica: è una valida alternativa ai CFC e HFC. Il suo limite d'impiego è definito dalla bassa temperatura e pressione critica, rispettivamente pari a 304.25 K e 7.3 MPa. Per questo motivo vengono impiegati sostanzialmente in impianti che operano con cicli transcritici.

Capitolo 2 Modello del frigorifero

In questo capitolo verrà affrontata la parte riguardante il modello del fluido, partendo dalle tabelle di saturazioni del fluido refrigerante R-134a . Inizialmente verrà descritto il procedimento per ottenere il modello termodinamico del fluido in condizioni di saturazione. Le proprietà descritte in questo capitolo sono quelle necessarie per la realizzazione dei modelli dei componenti che costituiscono il ciclo frigorifero. In particolare si sono ricavate le seguenti proprietà di saturazione:

- Entalpia specifica di liquido saturo h_{LS} ;
- Entalpia specifica di vapore saturo h_{VS} ;
- Temperatura di liquido saturo T_{LS} ;
- Temperatura di vapore saturo T_{VS} ;
- Densità di liquido saturo ρ_{LS} ;
- Densità di vapore saturo ρ_{VS} ;
- Entropia di vapore saturo s_{VS} .

Per far ciò si è deciso di utilizzare i dati raccolti nel database standard forniti dall'agenzia N.I.S.T. (National Institute of Standards and Technology).

Per descrivere le proprietà di saturazione del fluido, si è scelto di considerare come variabile di stato la pressione. Si è considerato un limitato intervallo delle pressioni, ma sufficientemente ampio per considerare tutti gli stati entro i quali generalmente operano i cicli frigoriferi che impiegano refrigerante R134a. I limiti scelti, dato il tipo di applicazioni oggetto del lavoro, sono:

Pressione minima = 60000 Pa

Pressione massima = 3000000 Pa

Successivamente verranno descritte le equazioni per determinare le proprietà di fluido nelle zone di liquido, liquido – vapore e esclusivamente vapore.

Per completezza e maggiore chiarezza vengono ora raccolti nella Tabella 1 i simboli e le unità di misura utilizzate per descrivere le proprietà del fluido. Per le proprietà di saturazione, i pedici “LS” e “VS” indicano rispettivamente le proprietà corrispettive di liquido saturo e vapore saturo. Per le equazioni delle proprietà all’interno delle zona di liquido, miscela e vapore, i pedici sono semplicemente “L”, “M” e “V”.

Proprietà	Simbolo	Unità di misura
Pressione	p	Pa
Entalpia specifica	h	$\frac{J}{Kg}$
Titolo di vapore	x	adimensionale
Temperatura	T	K
Densità	ρ	$\frac{Kg}{m^3}$
Entropia	s	$\frac{J}{Kg \cdot K}$
Energia interna specifica	e	$\frac{J}{kg}$

Tabella 1: simboli e unità di misura delle proprietà del fluido

2.1 Fonte dei dati

Per approssimare le curve di saturazione e verificare l’esattezza delle funzioni che approssimano le proprietà del fluido refrigerante si sono considerati i dati

forniti dell'agenzia N.I.S.T. e utilizzato il programma *miniRefProp*. Di seguito verrà illustrato il funzionamento di tale software.

2.1.1 Software RefProp

Il programma RefProp (acronimo di Reference Fluid Properties) è stato creato dalla N.I.S.T. e calcola le proprietà termodinamiche di trasporto dei più importanti fluidi refrigeranti puri e miscele. Queste proprietà possono essere visualizzate in tabelle o in grafici, definiti dall'utente. La versione utilizzata per questo elaborato è *miniRefProp*, un'applicazione disponibile gratuitamente, ma con alcune limitazioni sulle funzionalità rispetto al programma da cui deriva. Il punto di forza di questo software è la facilità di determinare punti di lavoro del fluido in ampie zone del piano p-h. Ad esempio per il fluido R-134a il campo di applicabilità risulta determinato dai seguenti limiti:

Temperatura minima = 169.85 K

Temperatura massima = 455 K

Pressione massima = 70 MPa

Densità massima = $1591.7 \frac{Kg}{m^3}$

Questo campo di lavoro è ampiamente sufficiente per studiare il comportamento di un ciclo frigorifero.

Il software permette, oltre a tabulare i valori della campana di saturazione, anche di determinare i punti di lavoro nelle zone di sottoraffreddamento, surriscaldamento e di miscela liquido vapore. La Figura 2.1 rappresenta tali zone delimitate dalla curva di saturazione del refrigerante R134a. Si è divisa la curva di saturazione in curva di liquido saturo (con titolo nullo) e curva di vapore saturo (titolo unitario).

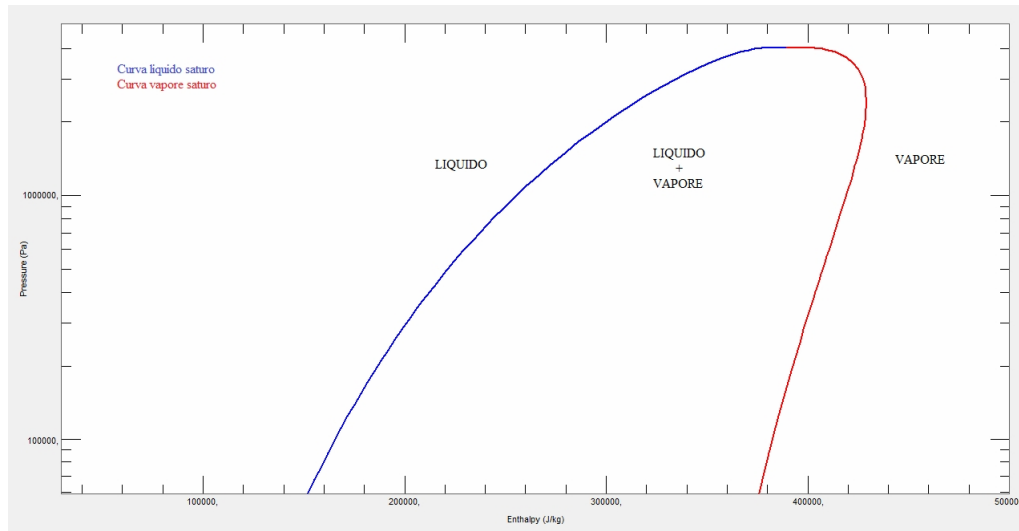


Figura 2.1: diagramma p-h del fluido R134a

Sono inoltre fornite alcune informazioni aggiuntive del fluido preso in esame raccolte nella Tabella 2.

Informazione	Simbolo	Valore	Informazione	Simbolo	Valore
massa molare	m_M	$102.03 \frac{Kg}{kmol}$	pressione punto triplo	p_C	$4059300 Pa$
punto normale di ebollizione	T_B	$247.08 K$	temperatura punto triplo	T_C	$169.85 K$
temperatura punto critico	T_C	$374.21 K$	densità punto critico	ρ_C	$511.9 \frac{kg}{m^3}$

Tabella 2: informazioni aggiuntive del fluido R134a

2.2 Determinazione delle curve di saturazione

In questo paragrafo verranno affrontata la parte riguardante l'approssimazione delle sole curve di saturazioni. Una volta scelte la fonte dei dati, si è proseguito

nell'approssimazione con funzione polinomiali le curve di saturazione per alcune proprietà termofisiche di interesse del fluido frigorifero.

Nello specifico sono state utilizzate interpolanti lineari ad una sola variabile (pressione) di settimo grado, quindi nella forma del tipo (2.1):

$$f(p) = a_0 + a_1p + a_2p^2 + a_3p^3 + a_4p^4 + a_5p^5 + a_6p^6 + a_7p^7; \quad (2.1)$$

La scelta di utilizzare questo tipo di interpolanti permette di non avere punti di discontinuità al momento dell'impiego del risolutore.

Le funzioni $f(p)$ di saturazione che sono utili descrivere per modellare i componenti del ciclo frigorifero sono l'entalpia, la densità, la temperatura e l'entropia. Di seguito verranno calcolate tali funzioni. Per la ricerca dei coefficienti si è utilizzato il software *QtiPlot* il quale permette di operare un'analisi delle curve inserite ed in particolare permette di effettuare il fitting con la funzione inserita dall'utente.

2.2.1 Entalpia specifica di saturazione

Per la ricerca dei coefficienti della funzione di saturazione dell'entalpia specifica, si sono considerati i dati raccolti nell'Appendice A. In questo contesto si sono presi come riferimento i dati corrispondenti alla colonna di liquido saturo (titolo nullo) e di vapore saturo (titolo unitario) dell'entalpia specifica. I valori di tali coefficienti sono riportati in Tabella 3.

	h_{LS}	h_{VS}
a_0	136783.0458	368593.7455
a_1	0.3341	0.1653
a_2	-5.5546e-7	-2.9505e-7

a ₃	6.3154e-13	3.3514e-13
a ₄	-4.2527e-19	-2.25894e-19
a ₅	1.6448e-25	8.7358e-26
a ₆	-3.3706e-32	-1.7896e-32
a ₇	2.8320e-39	1.5023e-39

Tabella 3: coefficienti delle interpolanti di entalpia liquido saturo (h_{LS}) e di vapore saturo (h_{VS})

Di conseguenza le funzioni di saturazione per quanto riguarda l'entalpia sono la (2.2) e (2.3):

$$h_{LS}(p) = 136783.0458 + 0.3341p - 5.554 \cdot 10^{-7} p^2 + 6.3154 \cdot 10^{-13} p^3 - 4.2527 \cdot 10^{-19} p^4 + 1.6448 \cdot 10^{-25} p^5 - 3.3706 \cdot 10^{-32} p^6 + 2.8320 \cdot 10^{-39} p^7 \quad (2.2)$$

[J / Kg];

$$h_{VS}(p) = 368593.7455 + 0.1653p - 2.9505 \cdot 10^{-7} p^2 + 3.3514 \cdot 10^{-13} p^3 - 2.25894 \cdot 10^{-19} p^4 + 8.7358 \cdot 10^{-26} p^5 - 1.7896 \cdot 10^{-32} p^6 + 1.5023 \cdot 10^{-39} p^7 \quad (2.3)$$

[J / Kg];

Una volta definite le funzioni approssimanti, sono state confrontate con i dati sperimentali, ottenendo i grafici di Figura 2.2 e di Figura 2.3. Come si può banalmente notare le due curve coincidono; ciò indica la corretta approssimazione sia per quanto riguarda l'entalpia di liquido saturo sia per l'entalpia di vapore saturo.

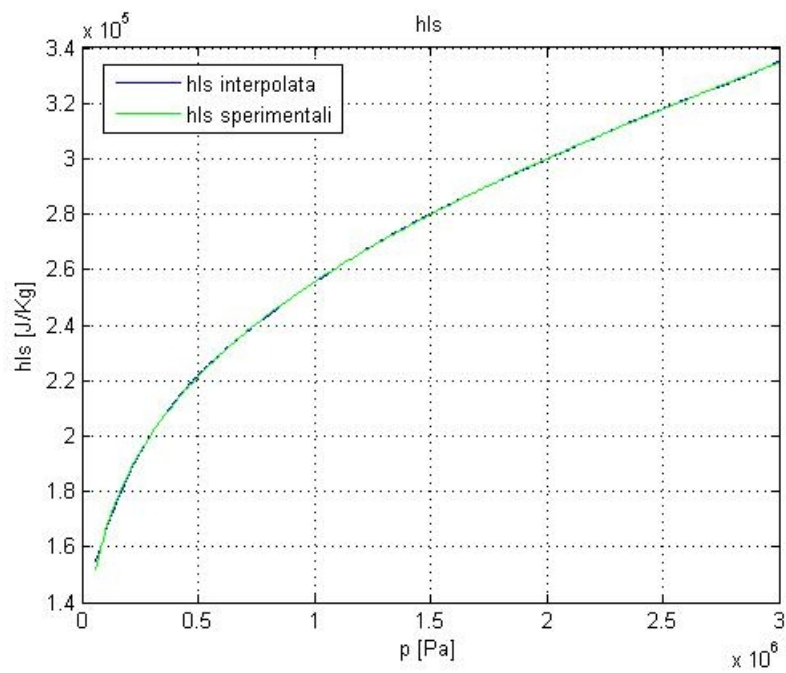


Figura 2.2: confronto di h_{LS}

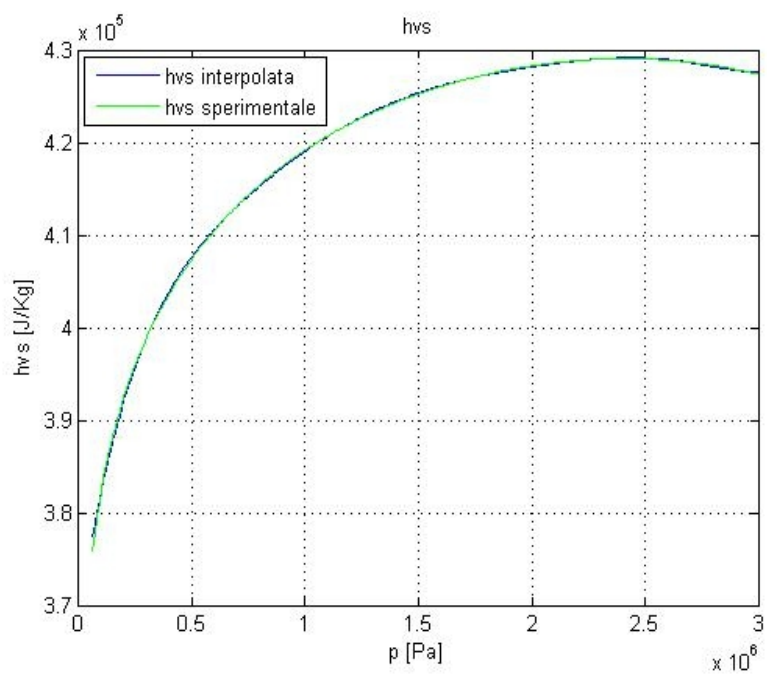


Figura 2.3: confronto di h_{vs}

Le curve di entalpia di saturazione determinano la divisione delle sezioni di piano (liquido, miscela e vapore) nel piano p - h. Tali limiti, come si vedrà in seguito, determinano il campo di applicabilità delle funzioni termodinamiche non di saturazione descritte nel paragrafo 2.3.

2.2.2 Temperatura di saturazione

Sempre con riferimento ai dati sperimentali contenuti nella tabella dell'Appendice A, si è approssimata la funzione di saturazione della temperatura. Da notare che non c'è divisione tra i valori assunti della temperatura in condizione di vapore saturo e liquido saturo. Anche in questo caso si è assunta come interpolante una funzione polinomiale con una sola variabile (pressione) del settimo grado. I valori numerici dei coefficienti sono riassunti nella Tabella 4. La funzione della temperatura di saturazione risulta essere la (2.4):

$$T_s = 224.4397071895 + 0.2618153100858 \cdot 10^{-3} p - 4.4908 \cdot 10^{-10} p^2 + 5.1182 \cdot 10^{-16} p^3 - 3.451472412232 \cdot 10^{-22} p^4 + 1.3357 \cdot 10^{-28} p^5 - 2.7381 \cdot 10^{-35} p^6 + 2.3006 \cdot 10^{-42} p^7$$

[K];

(2.4)

	T_s
a_0	224.4397
a_1	0.2618e-3
a_2	-4.4908e-10
a_3	5.1182e-16
a_4	-3.4514e-22
a_5	1.3357e-28

a_6	$-2.7381e-35$
a_7	$2.3006e-42$

Tabella 4: coefficienti dell'interpolante della temperatura di saturazione T_S

Per verificare la bontà dell'approssimazione, si è confrontato l'equazione (2.4) con i dati sperimentali, potendo così ottenere il grafico di Figura 2.4.

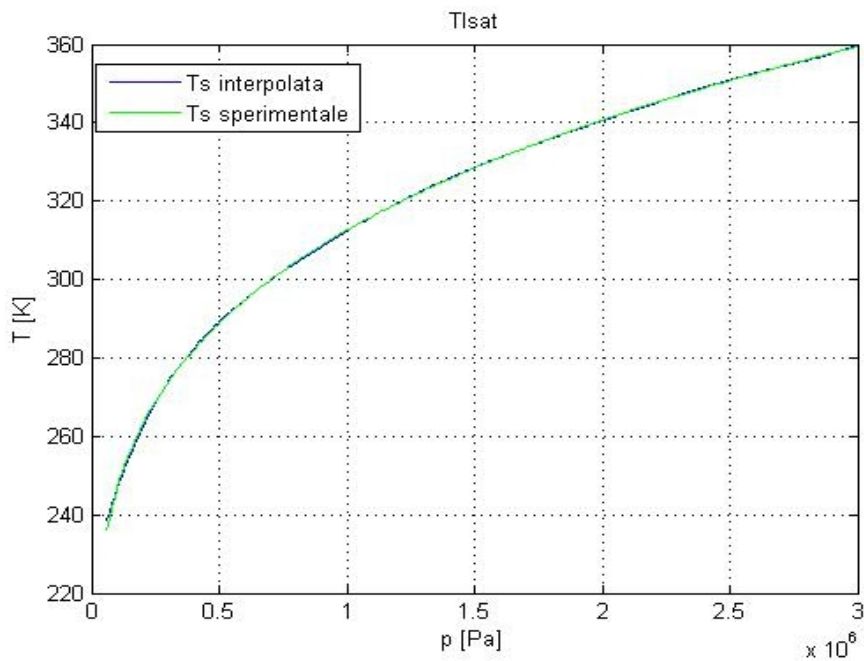


Figura 2.4: confronto di T_S

Anche in questo caso le due curve coincidono; ciò indica la corretta approssimazione per quanto riguarda la temperatura di saturazione.

Si vuole introdurre la proprietà di monotonicità crescente per la funzione $T_S(p)$, in modo da differenziare l'andamento della temperatura di saturazione, con lo scopo di definire la temperatura di liquido saturo e la temperatura di vapore saturo. Per far ciò si è introdotto un piccolo termine aggiuntivo ($dT = 0.001K$) nella definizione delle temperatura di saturazione, ottenendo così (2.5) e (2.6).

$$T_{LS} = T_s - \frac{dT}{2} = 224.4397071895 + 0.2618153100858 \cdot 10^{-3} p - 4.4908 \cdot 10^{-10} p^2 + 5.1182 \cdot 10^{-16} p^3 - 3.451472412232 \cdot 10^{-22} p^4 + 1.3357 \cdot 10^{-28} p^5 - 2.7381 \cdot 10^{-35} p^6 + 2.3006 \cdot 10^{-42} p^7 - 0.0005$$

[K];
(2.5)

$$T_{VS} = T_s + \frac{dT}{2} = 224.4397071895 + 0.2618153100858 \cdot 10^{-3} p - 4.4908 \cdot 10^{-10} p^2 + 5.1182 \cdot 10^{-16} p^3 - 3.451472412232 \cdot 10^{-22} p^4 + 1.3357 \cdot 10^{-28} p^5 - 2.7381 \cdot 10^{-35} p^6 + 2.3006 \cdot 10^{-42} p^7 + 0.0005$$

[K];
(2.6)

2.2.3 Densità di saturazione

Per la ricerca dei coefficienti della funzione di saturazione della densità ρ , si è seguito lo stesso procedimento utilizzato per l'individuazione dei parametri della funzione interpolante dell'entalpia di saturazione. In questo contesto si sono considerati i valori contenuti nelle colonne riferiti alla densità di liquido saturo e di vapore saturo dell'Appendice A. Tali coefficienti sono riportati in Tabella 5, ottenendo le funzioni interpolanti riportate nella (2.7) e nella (2.8).

	ρ_{LS}	ρ_{VS}
a_0	1444.5460	0.2860
a_1	-0.7767e-3	4.9735e-05
a_2	1.2482e-9	-7.9758e-12
a_3	-1.4231e-15	1.2583e-17
a_4	9.5793e-22	-8.0190e-24
a_5	-3.7053e-28	3.2422e-30
a_6	7.5945e-35	-6.9848e-37

a_7	-6.3855e-42	6.5275e-44
-------	-------------	------------

Tabella 5: coefficienti delle interpolanti della densità d liquido saturo (ρ_{LS}) e di vapore saturo (ρ_{VS})

$$\rho_{LS}(p) = 1444.5460 - 0.7767 \cdot 10^{-3} p + 1.2482 \cdot 10^{-9} p^2 - 1.4231 \cdot 10^{-15} p^3 + 9.5793 \cdot 10^{-22} p^4 - 3.7053 \cdot 10^{-28} p^5 + 7.5945 \cdot 10^{-35} p^6 - 6.3855 \cdot 10^{-42} p^7 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]; \quad (2.7)$$

$$\rho_{VS}(p) = 0.2860 + 4.9735 \cdot 10^{-5} p - 7.9758 \cdot 10^{-12} p^2 + 1.2583 \cdot 10^{-17} p^3 - 8.0190 \cdot 10^{-24} p^4 + 3.2422 \cdot 10^{-30} p^5 - 6.9848 \cdot 10^{-37} p^6 + 6.5275 \cdot 10^{-44} p^7 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]; \quad (2.8)$$

Anche per queste interpolanti si è verificato il grado di correttezza di approssimazione rispetto alle curve di saturazione riferite ai dati sperimentali; la Figura 2.5 e la Figura 2.6 mostra quanto scritto. Si può concludere che le funzioni $\rho_{LS}(p)$ e $\rho_{VS}(p)$ possono essere considerate come buone interpolanti per le rispettive curve di densità di saturazione vere.

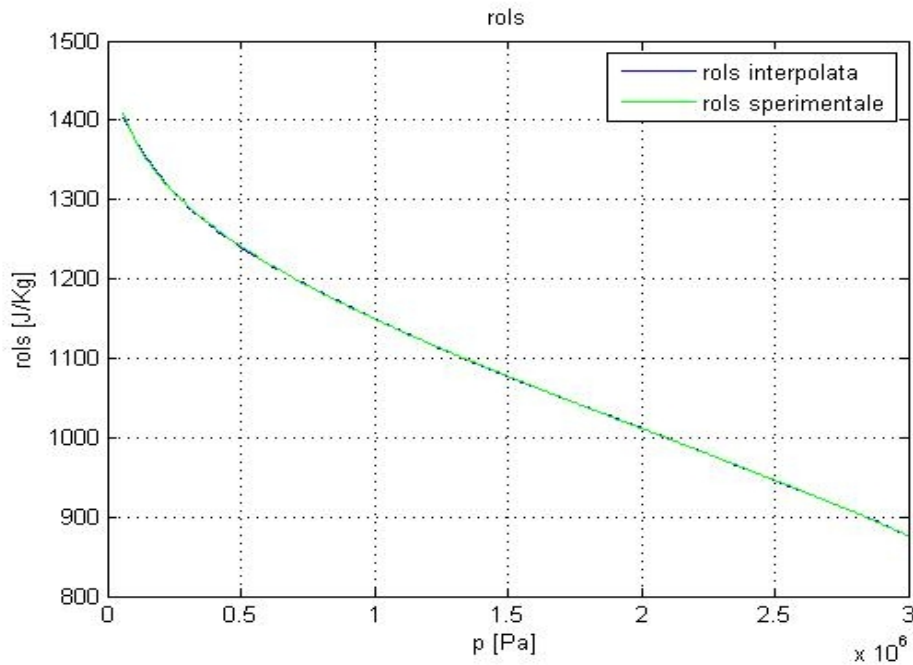


Figura 2.5: confronto della ρ_{LS}

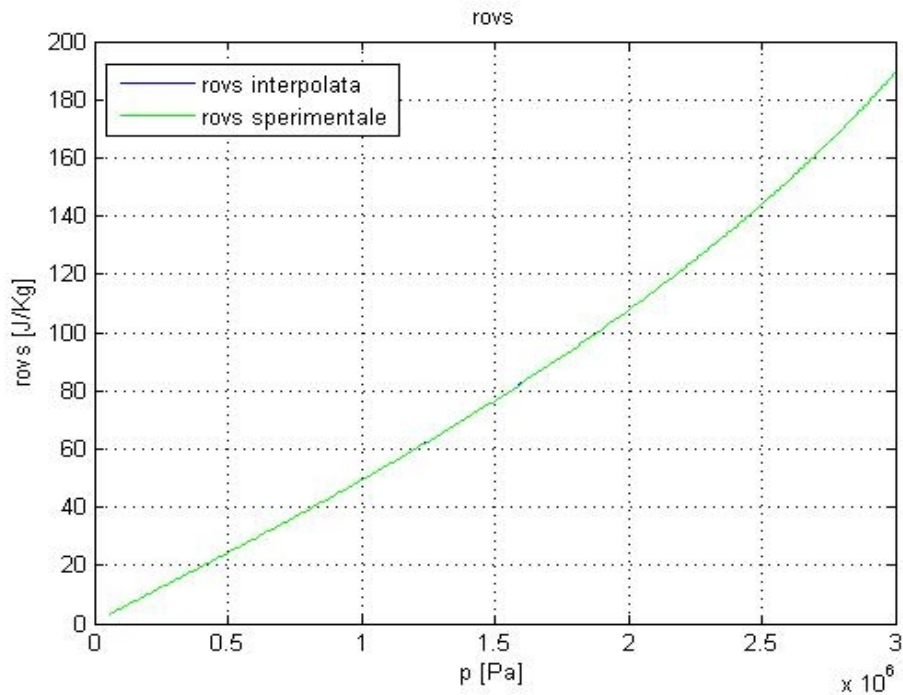


Figura 2.6: confronto della p_{vs}

2.2.4 Entropia di saturazione

Come nel caso dell'entalpia di saturazione, anche per il calcolo dei coefficienti dell'interpolante dell'entropia satura si sono considerati i dati dell'Appendice A.

In questo caso si è operata la scelta di considerare solo i dati riguardanti l'entropia di vapore saturo. Questa scelta è stata dettata dal fatto che la proprietà di entropia è utile solo per descrivere la trasformazione isoentalpica che avviene nel compressore, come già detto nel Capitolo 1, il quale lavora esclusivamente nella zona di vapore surriscaldato.

Per questa considerazione è risultato inutile avere una descrizione dell'andamento dell'entropia nelle zone di liquido e miscela liquido-vapore.

In Tabella 6 sono riportati i valori dei coefficienti dell'interpolante dell'entropia di vapore saturo, e nella (2.9) la forma estesa dell'interpolante.

	s_{vs}
a_0	1769.7786
a_1	-0.2722
a_2	6.1207e-10
a_3	-7.5872e-16
a_4	5.3053e-22
a_5	-2.0967e-28
a_6	4.3567e-35
a_7	-3.6970e-42

Tabella 6: coefficienti dell'interpolante della entropia di vapore saturo s_{vs}

$$s_{vs}=1769.7786-0.2722 \cdot 10^{-3}p+6.12079 \cdot 10^{-10}p^2-7.5872 \cdot 10^{-16}p^3$$

$$+5.3053 \cdot 10^{-22}p^4-2.0967 \cdot 10^{-28}p^5+4.3567 \cdot 10^{-42}p^6-3.6970 \cdot 10^{-42}p^7 \left[\frac{J}{Kg \cdot K} \right]; \quad (2.9)$$

Anche per la proprietà di entropia di vapore saturo, si è verificata la correttezza dell'approssimazione mediante interpolante, com'è dimostrata dalla Figura 2.7.

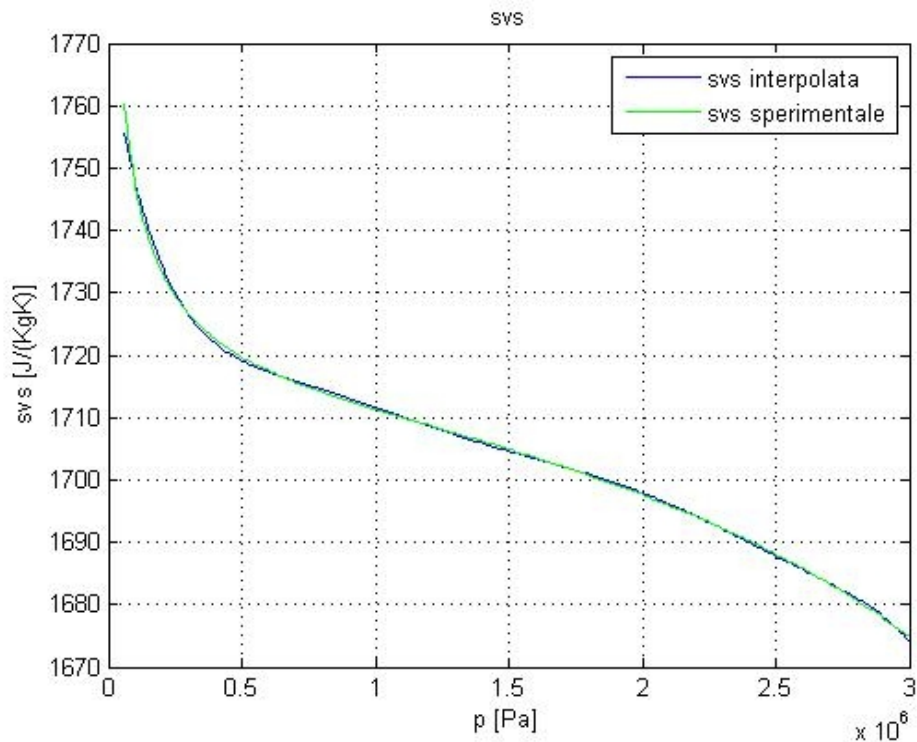


Figura 2.7: confronto di svs

2.3 Determinazione dei piani delle proprietà del fluido

Definite le interpolanti delle proprietà di saturazione di interesse, si può procedere alla descrizioni delle proprietà del fluido frigorifero nelle tre zone del piano pressione entalpia. Si è scelto dunque di redigere i piani che descrivono tali proprietà in funzione della pressione e entalpia specifica.

Per poter scrivere tali equazioni si sono necessariamente formulate le seguenti ipotesi:

- il fluido nello stato liquido ha un comportamento incompressibile: lecito quindi supporre che la sostanza assume stati termodinamici sufficientemente distanti dallo stato descritto dai valori di pressione e temperatura che identificano le coordinate del punto critico;

- il fluido nello stato di vapore secco, assume un comportamento definito dalla legge dei gas perfetti, ovvero le proprietà compaiono nella equazione di stato (2.10).

$$pV = nRT; \quad (2.10)$$

oppure conoscendo la massa M del gas, l'equazione (2.10) la si può scrivere nella forma (2.11), utile come si vedrà nei capitoli seguenti per inizializzare il sistema frigorifero:

$$p = \frac{M}{Vm_M} RT \cdot 1000 = \frac{\rho RT}{m_M} \cdot 1000; \quad (2.11)$$

Come già detto, è l'entalpia specifica di saturazione a definire le regioni del piano, in particolare:

$$h < h_{LS} : \text{zona di solo liquido}$$

$$h_{LS} \leq h \leq h_{VS} : \text{zona di miscela liquido - vapore}$$

$$h > h_{VS} : \text{zona di solo vapore}$$

Per ogni piano delle proprietà ricavato, si è verificata l'esattezza delle semplificazioni, confrontando le varie grandezze con i dati contenute nel database *miniRefProp*, intendendo quest'ultimi come dati reali, anche se ottenuti anch'essi con semplificazioni meno restrittive rispetto a quelle definite in precedenza. Per effettuare il confronto si è limitato il piano p-h ai seguenti intervalli:

$$p = [60000 \div 2000000] Pa$$

$$h = [100000 \div 450000] \frac{J}{Kg}$$

tali da essere sufficientemente ampi da poter ospitare un ciclo frigorifero comune, nelle zone di solo liquido, solo vapore e miscela.

2.3.1 Titolo di vapore

L'obiettivo è di ricavare il piano del titolo in funzione della pressione e entalpia, cioè nella forma (2.12).

$$x = x(p, h); \quad (2.12)$$

Il titolo di vapore di un fluido, secondo definizione esprime la quantità di massa allo stato di vapore di una certa sostanza ed è definita come il rapporto tra la massa di vapore e la massa totale di fluido (2.13). Esso è un numero adimensionale compreso tra 0 e 1.

$$x = \frac{M_{vapore}}{M_{totale}}; \quad (2.13)$$

di conseguenza per la zona di liquido e di vapore, si ha rispettivamente (2.14)

$$\begin{aligned} h \leq h_{LS} &\rightarrow x = 0; \\ h \geq h_{VS} &\rightarrow x = 1; \end{aligned} \quad (2.14)$$

In condizioni di miscela, per definire tale grandezza, è possibile utilizzare il metodo della leva, e cioè (2.15) e rappresentato graficamente in Figura 2.8.

$$h_{LS} < h < h_{VS} \rightarrow x = \frac{h - h_{LS}}{h_{VS} - h_{LS}}; \quad (2.15)$$

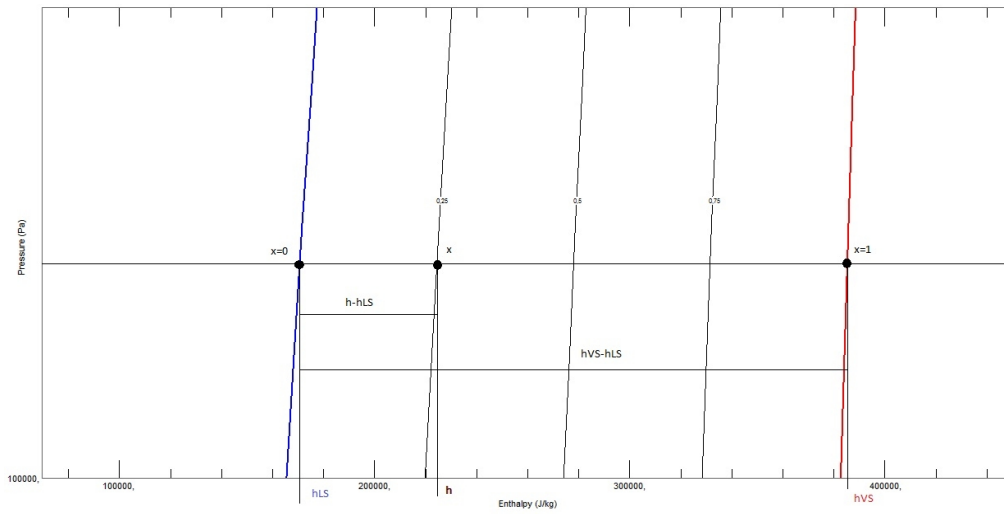


Figura 2.8: esempio del titolo in zona di miscela – metodo della leva

In Figura 2.9 si è voluto confrontare il piano del titolo ricavato dalle equazioni descritte in questo capitolo e il piano reale. In particolare è rappresentato l'errore e_x definito come (2.16).

$$e_x = \frac{x_{sper} - x_{app}}{x_{sper}} \cdot 100; \quad (2.16)$$

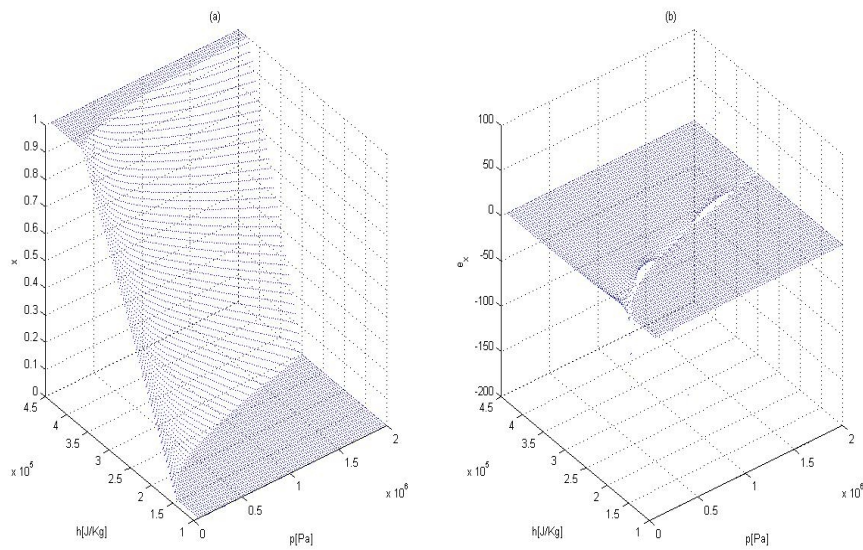


Figura 2.9: superficie del titolo di vapore (a) e dell'errore e_x (b)

I valori del titolo giustamente sono compresi tra 0 e 1, come si può apprezzare dalla Figura 2.9.(a). L'errore è maggiore nella zona di miscela in prossimità della curva di liquido saturo, comunque inferiore allo 0.2%. Si può ritenere esatta l'approssimazione del piano di titolo di vapore per il proseguo del progetto.

2.3.2 Densità

Per definire la funzione di densità in zona liquida, occorre introdurre il coefficiente β_L , in modo da poter scrivere la (2.17):

$$h_{LS} < h \rightarrow \rho_L(p, h) = \rho_{LS}(p) + \beta_L(h - h_{LS}(p)); \quad (2.17)$$

Tale formulazione gode della proprietà di continuità per quanto riguarda i punti definiti sulla curva di liquido saturo, facile da visualizzare nella (2.18):

$$h_{LS} = h \rightarrow \rho_L(p, h) = \rho_{LS}(p); \quad (2.18)$$

Per la determinazione del coefficiente β_L è necessario definire un punto nel grafico p-h nella zona sotto raffreddata e tramite la formula inversa ricavare il valore di tale coefficiente. In particolare si sono considerati i seguenti valori di pressione e entalpia:

$$\bar{p} = 1000000 Pa;$$

$$\bar{h} = 200000 \frac{J}{Kg};$$

A tale valore di pressione corrispondono i seguenti valori di entalpia e densità di liquido saturo:

$$h_{LS}(\bar{p}) = 255500 \frac{J}{Kg};$$

$$\rho_{LS}(\bar{p}) = 1149 \frac{Kg}{m^3};$$

Per tale punto, il valore di densità dei dati reali è:

$$\rho(\bar{p}, \bar{h}) = 1297 \frac{Kg}{m^3};$$

Il calcolo del parametro β_L è quindi dato dalla formula (2.19):

$$\beta_L = \frac{\rho(\bar{p}, \bar{h}) - \rho_{LS}(\bar{p})}{h_{LS}(\bar{p}) - \bar{h}} = \frac{1297 - 1149}{255500 - 200000} = 2.66 \cdot 10^{-3} \frac{Kg^2}{m^3 \cdot J}; \quad (2.19)$$

La funzione che descrive la proprietà di densità nella zona bifase del fluido è basata sulla definizione di titolo in funzione del volume specifico (2.20) di liquido e di vapore:

$$v = v_L + x \cdot (v_V - v_L); \quad (2.20)$$

Tale relazione naturalmente è valida anche per i rispettivi valori di saturazione. Pertanto è possibile determinare la funzione di densità nella zona bifase solo con

valori di saturazione e andando a sostituire il titolo con la relazione (2.15), come mostra la (2.21):

$$\begin{aligned}
 h_{LS} < h < h_{VS} &\rightarrow \frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_{LS}} \cdot (1-x) + \frac{1}{\rho_{VS}} \cdot x \\
 &\rightarrow \rho = \frac{1}{\left(1 - \frac{h-h_{LS}}{h_{VS}-h_{LS}}\right) \cdot \frac{1}{\rho_{LS}} + \frac{h-h_{LS}}{h_{VS}-h_{LS}} \cdot \frac{1}{\rho_{VS}}} \quad (2.21)
 \end{aligned}$$

Tale formulazione permette di definire correttamente la proprietà di densità per valori estremi di entalpia di saturazione:

$$h = h_{LS} \rightarrow \rho = \rho_{LS};$$

$$h = h_{VS} \rightarrow \rho = \rho_{VS};$$

Per definire la funzione di densità in zona di vapore surriscaldato, si è considerata l'equazione dei gas perfetti, secondo la relazione (2.22):

$$pV = nRT \xrightarrow{n=\frac{M}{m_M}} pV = \frac{M}{m_M} RT \xrightarrow{R^*=\frac{R}{m_M}} pV = MR^*T \xrightarrow{\rho=\frac{M}{V}} p = \rho R^*T;$$

(2.22)

La costante dei gas specifica R^* può essere calcolata dalla (2.22) per valori di temperatura, pressione e densità di vapore saturo (2.23):

$$R^*(p) = \frac{p}{\rho_{VS}(p) \cdot T_{VS}(p)}; \quad (2.23)$$

Quindi per la zona di surriscaldamento la densità ha l'andamento definito dalla (2.24):

$$\begin{aligned}
 \rho(p, h) &= \frac{p}{R^*(p) \cdot T(p, h)} \xrightarrow{R^*(p) = \frac{p}{\rho_{VS}(p) \cdot T_{VS}(p)}} \rho(p, h) = \frac{p \cdot \rho_{VS}(p) \cdot T_{VS}(p)}{p \cdot T(p, h)} = \frac{\rho_{VS}(p) \cdot T_{VS}(p)}{T(p, h)}, \\
 &(2.24)
 \end{aligned}$$

In Figura 2.10 si è voluto confrontare il piano della densità ricavato dalle equazioni descritte in questo capitolo e il piano reale. In particolare è rappresentato l'errore e_ρ definito come (2.25):

$$e_\rho = \frac{\rho_{sper} - \rho_{app}}{\rho_{sper}} \cdot 100; \quad (2.25)$$

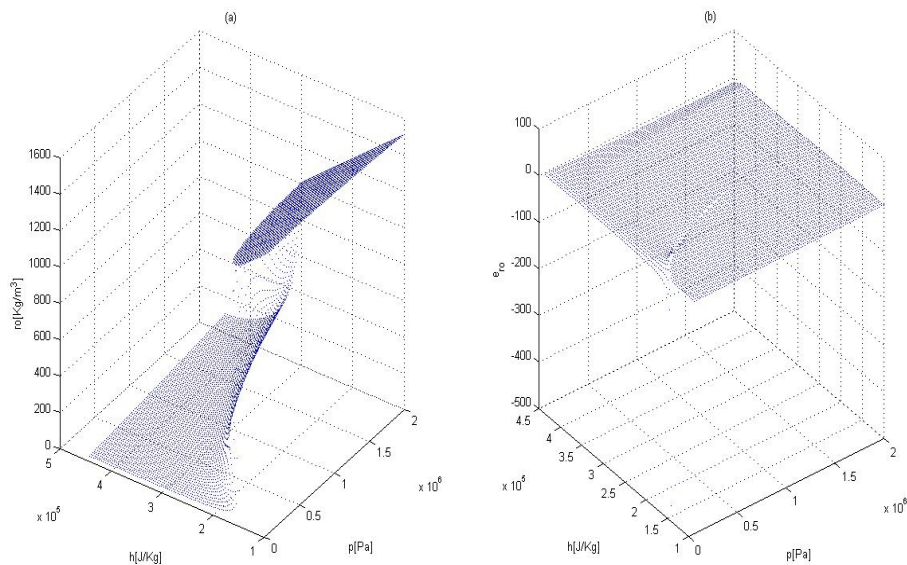


Figura 2.10: superficie della densità (a) e dell'errore e_ρ (b)

La Figura 2.10.(a) rappresenta il piano di densità ottenuta tramite le approssimazioni precedentemente descritte. Come si può notare tale piano è caratterizzato da una forte pendenza nella zona di miscela liquido-vapore, caratteristico per i piani di densità di qualsiasi fluido, dovuta al fatto che la densità è molto minore nella zona di vapore rispetto alla zona di liquido. Il piano dell'errore di Figura 2.10.(b) invece è prossimo al piano nullo, sintomo di una buona approssimazione. Ciò ci permette di ritenere soddisfacente l'approssimazione del piano densità.

2.3.3 Temperatura

Per determinare la temperatura in zona liquida, occorre ricordare la proprietà di incomprimibilità del liquido. Ciò significa che per qualunque trasformazione il volume specifico v risulta costante. Banalmente si può affermare che per le ipotesi fatte vale la (2.26).

$$dv = 0; \quad (2.26)$$

Ricordando che, il calore specifico a volume costante e l'entalpia specifica sono rispettivamente definite dalle relazioni (2.27) e (2.28):

$$de = c_v dT; \quad (2.27)$$

$$h = e + pv \xrightarrow{d} dh = de + pdv + vdp; \quad (2.28)$$

Si ottiene la (2.29).

$$dh = de + vdp = c_v dT + vdp; \quad (2.29)$$

Poiché il volume specifico assume valori dell'ordine di 10^{-3} se si considerano stati termodinamici sufficientemente lontani dal punto critico, è possibile trascurare il termine vdp rispetto al termine $c_v dT$ e pertanto si può considerare l'approssimazione (2.30).

$$dh \cong c_v dT = de; \quad (2.30)$$

Si può affermare che, effettuando una trasformazione isobara:

$$c_p = \left(\frac{dh}{dT} \right)_{p=\text{cost}} = c_v;$$

Notando infine che il calore specifico a pressione costante c_p , dipende esclusivamente dal valore di entalpia, e approssimabile mediante una curva del sesto grado della seguente forma:

$$c_p(h) = 1689.4 - 0.02 \cdot h + 3 \cdot 10^{-7} \cdot h^2 - 2.317 \cdot 10^{-12} \cdot h^3 + 1.00 \cdot 10^{-17} \cdot h^4 - 2.33 \cdot 10^{-23} \cdot h^5 + 2.27 \cdot 10^{-29} \cdot h^6;$$

è possibile intuire che il piano di temperatura di liquido dipende solamente dall'entalpia. Per questo motivo si è deciso di ricavare il valore di temperatura di liquido saturo in funzione dell'entalpia di liquido saturo, interpolando con la seguente funzione (2.31):

$$T_{LS}(h_L) = 96.01 + 0.001219 \cdot h - 4.15 \cdot 10^{-9} \cdot h^2 + 2.47 \cdot 10^{-14} \cdot h^3 - 9.01 \cdot 10^{-20} \cdot h^4 + 1.75 \cdot 10^{-25} \cdot h^5 - 1.44 \cdot 10^{-31} \cdot h^6;$$

(2.31)

Per quanto detto, si può affermare che (2.32):

$$h < h_{LS} \rightarrow T(p, h) = T_{LS}(h); \quad (2.32)$$

Questa funzione è continua in prossimità di entalpia pari a valori di entalpia di liquido saturo, in quanto:

$$\bar{h} = h_{LS}(\bar{p}) \rightarrow T(\bar{p}, \bar{h}) = T_{LS}(\bar{h});$$

Per la precisione, ciò è vero solo a livello teorico, in quanto l'approssimazione di T_{LS} in funzione dell'entalpia, presenta comunque degli errori numerici seppur piccoli, ma importanti per il calcolo della temperatura di liquido saturo. Per questo motivo, occorre esprimere la temperatura in zona liquida come mostra la (2.33):

$$T_L(p, h) = T_{LS}(h) - T_{LS}(p) + T_{LS}(h_{LS}(p)); \quad (2.33)$$

in modo che esattamente in corrispondenza della curva di saturazione di liquido il valore di temperatura è pari esattamente al valore di temperatura di liquido saturo calcolato nell'equazione (2.5).

Per la zona di miscela liquido – vapore, in linea teorica la temperatura rimane costante se fissato un certo valore di pressione (temperatura latente). Si è voluto

imporre alla temperatura un andamento monotono crescente in questa zona, in modo da far dipendere la temperatura in zona di miscela anche dall'entalpia. Ciò è rappresentato in (2.34).

$$h_{LS} < h < h_{VS} \rightarrow T_M(p, h) = T_S(p) + dT \left(\frac{h - h_{LS}}{h_{VS} - h_{LS}} - 0.5 \right); \quad (2.34)$$

Si noti che, valutando l'espressione precedente per i valori di saturazione dell'entalpia specifica, si ottiene l'espressione della temperatura di saturazione descritta nel paragrafo 2.2.2, come dimostrato nella (2.35).

$$\begin{aligned} h = h_{LS}(p) &\rightarrow T_M(p, h_{LS}(p)) = T_S(p) + dT \left(\frac{h_{LS} - h_{LS}}{h_{VS} - h_{LS}} - 0.5 \right) = T_S(p) - \frac{dT}{2} = T_{LS}(p); \\ h = h_{VS}(p) &\rightarrow T_M(p, h_{VS}(p)) = T_S(p) + dT \left(\frac{h_{VS} - h_{LS}}{h_{VS} - h_{LS}} - 0.5 \right) = T_S(p) + \frac{dT}{2} = T_{VS}(p); \end{aligned} \quad (2.35)$$

Il piano di temperatura del fluido nella zona di vapor saturo si è deciso di approssimarlo utilizzando la definizione di calore specifico medio entalpico c_{pm} . Per calcolarlo è stato sufficiente mediare i valori del calore specifico del vapore saturo calcolato ad una certa pressione p e il calore specifico calcolato alla stessa pressione p e entalpia pari all'entalpia massima, pari a 450000 J/Kg, ovvero (2.36)

$$c_{pm}(p) = \frac{c_p(p, h_{VS}(p)) + c_p(p, 450000)}{2}; \quad (2.36)$$

Tale calore specifico medio dipende esclusivamente dalla pressione, e linearizzato assume l'espressione (2.37):

$$\begin{aligned} c_{pm}(p) = &796.4 + 0.00054 \cdot p(t) - 7.239 \cdot 10^{-10} \cdot p^2 + 9.048 \cdot 10^{-16} \cdot p^3 - 6.114 \cdot 10^{-22} \cdot p^4 \\ &+ 2.157 \cdot 10^{-28} \cdot p^5 - 3.023 \cdot 10^{-35} \cdot p^6; \end{aligned} \quad (2.37)$$

Infine la funzione di temperatura di vapore surriscaldato è scritta come mostra la (2.38):

$$h > h_{VS} \rightarrow \int_{h_{VS}}^h dh = \int_{T(p, h_{VS}(p))}^{T(h, p)} c_{pm}(p) dT \rightarrow T_V(p, h) = T_{VS}(p) + \frac{h - h_{VS}(p)}{c_{pm}(p)}; \quad (2.38)$$

In Figura 2.11 si è voluto confrontare il piano della temperatura ricavato dalle equazioni descritte in questo capitolo e il piano reale. In particolare è rappresentato l'errore e_T definito come (2.39).

$$e_T = \frac{T_{sper} - T_{app}}{T_{sper}} \cdot 100; \quad (2.39)$$

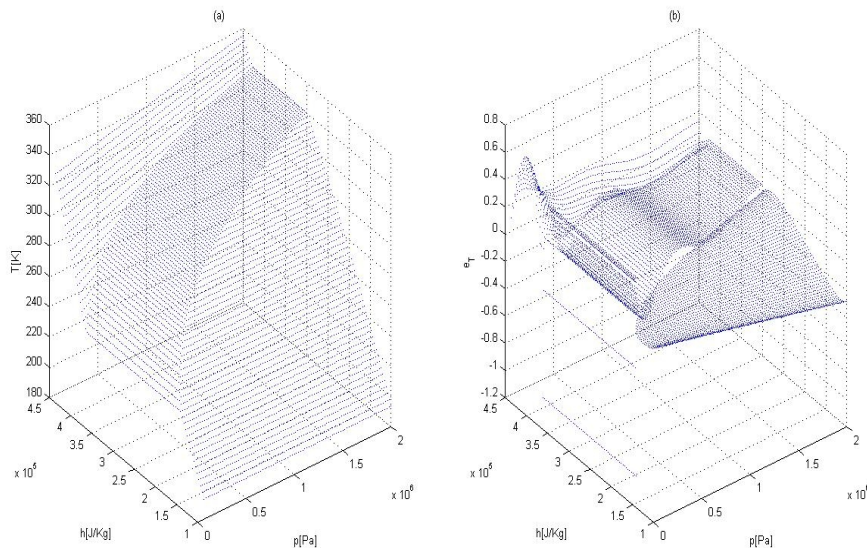


Figura 2.11: superficie della temperatura (a) e dell'errore e_T (b)

Come mostra il grafico di Figura 2.11.(a) la temperatura è crescente per pressioni costanti e entalpia crescente, a meno della parte di piano contenuta all'interno dalla curva di saturazione, ove la temperatura è pressoché costante (temperatura latente). La Figura 2.11.(b), visualizza la bontà di tale approssimazione, con errore $e_T = \pm 0.5\%$.

2.3.4 Energia interna

Per descrivere la funzione dell'energia interna nelle tre zone, si è adottata la definizione di entalpia, ovvero (2.40):

$$h = e(p, h) + \frac{P}{\rho(p, h)} \rightarrow e(p, h) = h - \frac{P}{\rho(p, h)}; \quad (2.40)$$

Si riassume nella (2.41) le funzioni di energia interna rispettivamente nelle zone di liquido, miscela e vapore.

$$\begin{aligned} e_L(p, h) &= h - \frac{P}{\rho_L(p, h)}; \\ e_M(p, h) &= h - \frac{P}{\rho_M(p, h)}; \quad (2.41) \\ e_V(p, h) &= h - \frac{P}{\rho_V(p, h)}; \end{aligned}$$

Anche per questa proprietà, si è graficato l'errore definito dalla (2.42) di tale funzione approssimante con la funzione sperimentale, come mostra la Figura 2.12.

$$e_e = \frac{e_{sper} - e_{app}}{e_{sper}} \cdot 100; \quad (2.42)$$

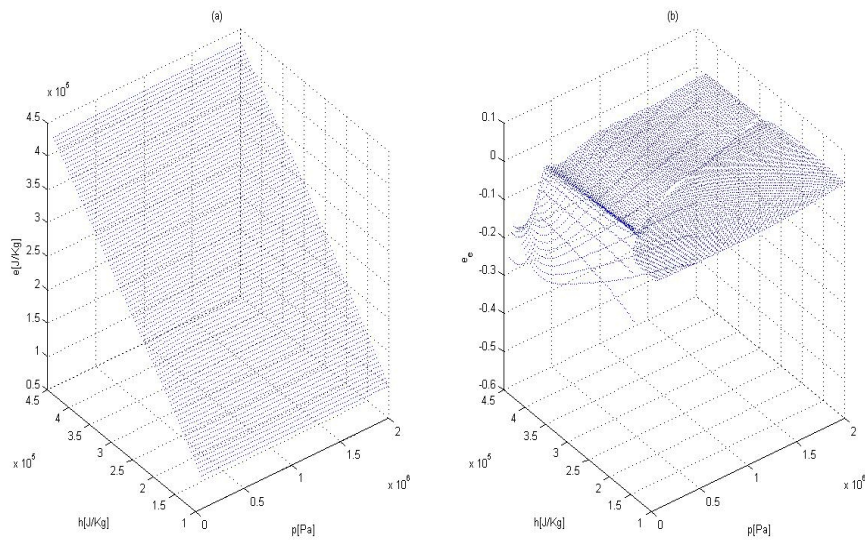


Figura 2.12: superficie dell'energia interna (a) e dell'errore e_e (b)

È evidente che l'errore assoluto è massimo nella zona di vapore surriscaldato, degli ordini di un migliaio di J/kg. L'errore percentuale che si commette però è dell'ordine dello 0.2-0.3 per cento, perché è proprio in questa zona che l'energia interna assume valori elevati. L'incidenza di questa discrepanza si può considerare trascurabile. L'approssimazione quindi risulta accettabile.

2.3.5 Entropia

Per quanto detto in precedenza, il calcolo della funzione dell'entropia si limita alla sola zona di vapore. Per determinarla, si è considerata la definizione di variazione di entropia in corrispondenza degli stati generici A e B, enunciata nella (2.43):

$$\Delta s(p, h) = s_B - s_A = \int_A^B \frac{dQ}{T(p, h)}; \quad (2.43)$$

dove la lettera A e la lettera B indica rispettivamente lo stato iniziale e lo stato finale del fluido. L'integrale va calcolato mediante una qualsiasi trasformazione

reversibile lungo la quale il differenziale infinitesimo di calore δQ è definito, congiungenti gli stati A e B, purché tali stati siano di equilibrio termodinamico.

Da notare che l'entropia, come tutte le altre funzioni di stato, è definita a meno di una costante arbitraria; è possibile scegliere uno stato di riferimento arbitrario S_0 e, in base a questo, definire la funzione (2.44):

$$S = \int \frac{dQ}{T(p, h)} + S_0; \quad (2.44)$$

Nel caso di vapore, inteso come gas ideale e supposto che il lavoro è compiuto dalle sole forze di pressione, per la prima legge della termodinamica si ha che (2.45):

$$dQ = nC_p dT + Vdp; \quad (2.45)$$

Se si considera una trasformazione isocora, è possibile eguagliare a zero il termine Vdp ; in questo modo è possibile ridefinire la funzione di variazione di entropia nel seguente modo (2.46):

$$\Delta S = \int_{T_A}^{T_B} nC_p \frac{dT}{T(p, h)}; \quad (2.46)$$

Supposto che nell'intervallo considerato il coefficiente di C_p sia indipendente dalla temperatura, è possibile risolvere l'integrale e scrivere (2.47):

$$\Delta S = nC_p \ln \left(\frac{T(p_B, h_B)}{T(p_A, h_A)} \right); \quad (2.47)$$

Si assume ora che lo stato iniziale entropico sia in corrispondenza alla curva di vapore saturo, e che lo stato finale sia un qualsiasi stato all'interno della zona di vapore surriscaldato. Per quanto detto il calcolo del valore di entropia per un determinato stato finale, è descritto dalla (2.48):

$$S(p_B, h_B) = S_{VS}(p_B) - nC_P \int_{T_{VS}(p_B)}^{T(p_B, h_B)} \frac{dT}{T(p_B, h_B)}; \quad (2.48)$$

Tale integrale è risolvibile sostituendo al termine T_{VS} e $T(p_B, h_B)$ le espressioni di temperatura di vapore saturo e di temperatura di vapore calcolate in precedenza. Tale equazione è stata sviluppata ricorrendo al calcolo letterale e per la lungaggine della scrittura si è scelto di non riportarla in questo elaborato. Per completezza sono riportati i grafici che rappresentano il piano entropico calcolata rispetto alla stessa fornita dai dati sperimentali, in particolare la Figura 2.13.(a) riporta la forma dell'entropia e la Figura 2.13.(b) riporta l'errore ricavato dalla (2.49).

$$e_s = \frac{S_{sper} - S_{app}}{S_{sper}} \cdot 100; \quad (2.49)$$

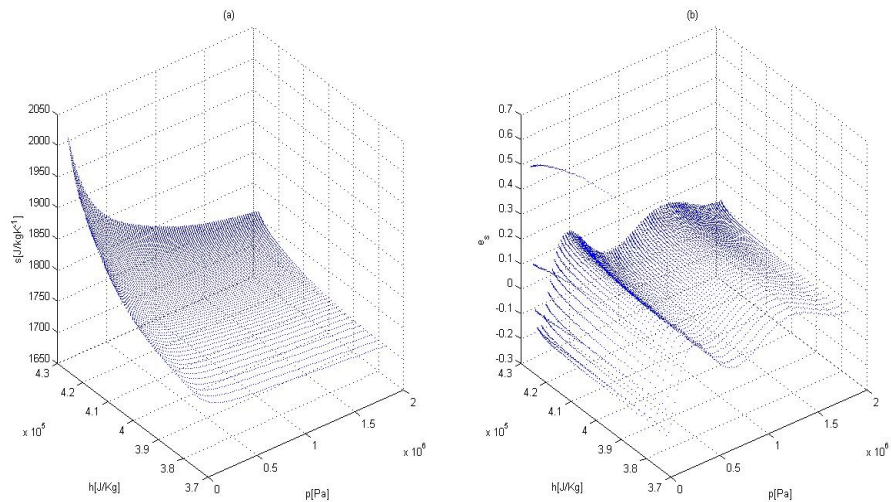


Figura 2.13: superficie dell'entropia (a) e dell'errore e_s (b)

Dai grafici precedenti rappresentanti le superfici del piano entropico, si è deciso di considerare accettabile la funzione di entropia approssimata per il proseguo del progetto. L'errore e_s infatti è compreso tra lo 0.5% e -0.2%.

Capitolo 3 Modelli dei componenti del ciclo frigorifero

Dopo aver esaminato a livello teorico il ciclo frigorifero, si è potuto considerare l'aspetto impiantistico, con la descrizione dei diversi componenti che lo costituiscono. In questo capitolo verrà affrontato in che modo sono stati implementati i singoli componenti che definiscono il ciclo frigorifero.

I componenti che sono stati soggetti a questo studio sono l'evaporatore, il compressore, il condensatore e l'organo di laminazione. Ad ognuno di questi quattro elementi è dedicata una sezione. Affiancati all'analisi verranno discussi come gli elementi sopra citati interagiscono tra di essi e con i segnali esterni, quali ad esempio, i comandi esogeni e scambi termici.

Per ogni componente verranno inizialmente descritte le equazioni che regolano il funzionamento dinamico e nel prossimo capitolo si affronterà il test degli stessi, presi singolarmente e poi adeguatamente connessi. Si è volutamente usata una sintassi di scrittura delle equazioni simile al formalismo che si è dovuto adottare per il compilatore del simulatore, con qualche semplificazione atte a rendere più comprensibile quanto segue. Nella Premessa quanto detto sulla sintassi verrà chiarito.

3.1 Premessa: formalismo

I componenti, in generale, presentano non meno di una interfaccia di ingresso fluido e non meno di un interfaccia di uscita fluido, mostrate in Figura 3.1 denominate generalmente *componente.inlet* e *componente.outlet*:



Figura 3.1: interfaccia generico componente

Tali interfacce racchiudono una classe contenente caratteristiche del fluido, quali pressione, entalpia e portata massica:

$$\text{componente.inlet.} \begin{cases} \text{Pressure } p; \\ \text{input SpecificEnthalpy } h; \\ \text{flow MassFlowRate } w; \end{cases} \quad \text{componente.outlet.} \begin{cases} \text{Pressure } p; \\ \text{output SpecificEnthalpy } h; \\ \text{flow MassFlowRate } w; \end{cases}$$

richiamate sinteticamente con l'impiego nelle equazioni dei pedici "i" e "o", nel seguente modo:

$$\text{componente.inlet.} \begin{cases} p \\ h \\ w \end{cases} \rightarrow \text{componente.} \begin{cases} p_i \\ h_i \\ w_i \end{cases} \quad \text{componente.outlet.} \begin{cases} p \\ h \\ w \end{cases} \rightarrow \text{componente.} \begin{cases} p_o \\ h_o \\ w_o \end{cases}$$

Il richiamo delle funzioni delle proprietà Γ del fluido, è generalmente espresso come:

$$\Gamma = f_{\Gamma}(\text{componente.p}_{i/o}, \text{componente.h}_{i/o});$$

$$\Gamma_{sat} = f_{\Gamma_{sat}}(\text{componente.p}_{i/o});$$

3.2 Evaporatore

Gli evaporatori sono scambiatori di calore. Il loro scopo è quello di garantire il passaggio del flusso termico dall'ambiente da raffreddare (cavità del frigorifero) al fluido frigorifero. Tale flusso ha lo scopo di far evaporare la parte liquida contenuta all'interno dell'evaporatore. Per essere efficiente tale componente scambiante deve essere dotato di un buon coefficiente globale di trasmissione termica, in modo che, per una data superficie di scambio, il passaggio di calore avvenga ad una differenza minima tra le due temperature dell'ambiente esterno e quella di evaporazione. La vera e propria evaporazione avviene a temperatura costante, derivata dalla liberazione del calore latente di vaporizzazione del fluido.

L'evaporatore è riempito da una miscela di liquido e vapore; miscela tanto più ricca di vapore tanto più si allontana dal punto di immissione dell'evaporatore. La conseguenza è un aumento del titolo di vapore (tale aumento è in funzione della natura del fluido frigorifero, dalla temperatura di condensazione e di quella di evaporazione) durante la progressione della miscela nell'evaporatore fino a raggiungere il valore 1 all'uscita. Poiché la capacità frigorifera della miscela liquido-vapore è dovuta alla frazione di liquido presente, l'obiettivo sarà quello di avere in ingresso dell'evaporatore miscele con un vapore del titolo più basso possibile. Il layout dell'evaporatore è raffigurato in Figura 3.2.



Figura 3.2: layout dell'evaporatore

Per analizzare l'evoluzione termodinamica del fluido refrigerante all'interno dell'evaporatore, si è supposto di concepire quest'ultimo come una cascata di n elementi di accumulo intervallati da $n+1$ elementi che definiscono le equazioni di trasporto del fluido. Le equazioni di trasporto sono definite dal blocco denominato "Dp", mentre quelle di accumulo sono contenute nel blocco "vol".

La Figura 3.3 rappresenta schematicamente quanto detto:

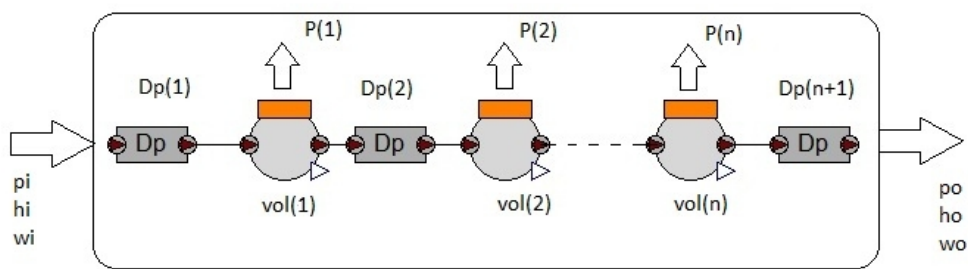


Figura 3.3: schema dell'evaporatore

In ingresso dell'evaporatore, il fluido è caratterizzato da pressione p_i , entalpia h_i e portata w_i ; le corrispondenti grandezze d'uscita sono definite da p_o , h_o e w_o . Lo scambio termico è rappresentato da $P(1), P(2) \dots P(n)$

L'evaporatore è stato approssimato ad un tubo scambiante contenente una certa massa M di fluido e caratterizzato da un raggio interno R e una lunghezza L ; banalmente il volume V è definito come (3.1):

$$evap.V = \pi \cdot R^2 \cdot L; \quad (3.1)$$

Ai capi l'evaporatore presenta una caduta di pressione dovuta alle perdite per attrito causate dallo scorrimento del fluido refrigerante nel suo interno. Tali perdite dipendono dalla pressione p_i e dalla portata w_i d'ingresso, secondo la formula (3.2):

$$evap.p_i - evap.p_o = \frac{\Delta p_{nom}}{w_{nom}} \cdot evap.w_i; \quad (3.2)$$

I parametri Δp_{nom} e w_{nom} , dipendono dalle proprietà fisiche del fluido impiegato e dalla struttura geometrica dell'evaporatore.

Lo stato iniziale di tale componente è definito da una massa iniziale di fluido M_{start} ad una temperatura iniziale T_{start} . Queste due grandezze permettono di ricavare il valore di entalpia e pressione del fluido al tempo iniziale, secondo il sistema (3.3):

$$\begin{cases} T_{start} = f_T(p, h); \\ M_{start} = f_\rho(p, h) \cdot V; \end{cases} \quad (3.3)$$

Nei prossimi due paragrafi verranno dettagliate le equazioni di accumulo e di trasporto dell'evaporatore.

3.2.1 Equazioni di accumulo dell'evaporatore

Si considera ora il layout del componente accumulatore generico i -esimo per l'evaporatore di Figura 3.4:

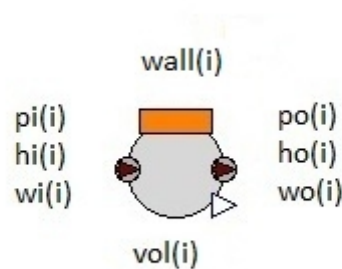


Figura 3.4: elemento di accumulo i -esimo dell'evaporatore

Tale blocco è caratterizzato da due flange, una d'ingresso ($vol(i).inlet$) e una d'uscita ($vol(i).outlet$) per il fluido e un'interfaccia di scambio termico ($wall$).

Le variabili di stato sono le seguenti:

$$\begin{cases} M(t) : \text{massa fluido;} \\ h(t) : \text{entalpia fluido;} \\ T(t) : \text{temperatura fluido;} \end{cases}$$

Ogni singola sezione di accumulatore ha pari volume, definito da (3.4):

$$vol(i).V = \pi \cdot R^2 \cdot \frac{L}{n}; \quad (3.4)$$

Si ipotizza che non ci siano cadute di pressione, ovvero perdite dovute ad effetti di carico, di conseguenza vale la (3.5):

$$vol(i).p_i = vol(i).p_o; \quad (3.5)$$

L'equazione di bilancio di massa per l'accumulatore è definita da (3.6):

$$der(vol(i).M) = vol(i).w_i + vol(i).w_o; \quad (3.6)$$

e la massa di refrigerante contenuta all'interno dell'evaporatore è determinata da (3.7):

$$vol(i).M = f_p(vol(i).p_o, vol(i).h_o) \cdot vol(i).V; \quad (3.7)$$

in quanto si pone l'entalpia di uscita $vol(i).h_o$ pari all'entalpia interna del fluido.

Per quanto riguarda l'equazione di conservazione dell'energia, si è scritta la seguente formulazione (3.8):

$$der(vol(i).E) = vol(i).w_i \cdot vol(i).h_i + vol(i).w_o \cdot vol(i).h_o + wall(i).P; \quad (3.8)$$

dove $vol(i).E$ è l'energia interna totale, pari a:

$$vol(i).E = vol(i).M \cdot f_e(vol(i).p_o, vol(i).h_o);$$

e il termine $wall(i).P$ è la potenza derivante tra lo scambio termico tra il fluido refrigerante e l'ambiente (in questo caso delimitato alla cavità del frigorifero).

Si suppone che la temperatura del fluido è esattamente pari alla temperatura scambiata con l'esterno (si trascura la massa e quindi gli scambi termici del metallo che costituisce il componente) e pertanto vale (3.9):

$$wall(i).T = vol(i).T; \quad (3.9)$$

Per il generico volume il titolo è semplicemente il valore della funzione definita nel capitolo precedente, cioè (3.10):

$$vol(i).x = f_x(vol(i).p_o, vol(i).h_o); \quad (3.10)$$

Per determinare lo stato iniziale del fluido, occorre risolvere il sistema (3.11):

$$\begin{cases} vol(i).M_{start} = \frac{M_{start}}{n}; \\ vol(i).T_{start} = T_{start}; \\ vol(i).M_{start} = f_\rho(vol(i).p_o, vol(i).h_o) \cdot vol(i).V; \end{cases} \quad (3.11)$$

3.2.2 Equazioni di trasporto dell'evaporatore

Come già detto le equazioni di trasporto dell'evaporatore sono contenute nel blocco denominato "Dp", rappresentato nella Figura 3.5:

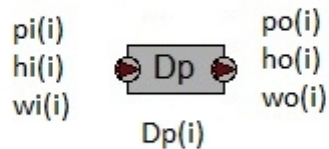


Figura 3.5: blocco per l'equazioni di trasporto i-esimo

Tale blocco è caratterizzato da due flange, una d'ingresso ($Dp(i).inlet$) e una d'uscita ($Dp(i).outlet$).

Tale componente ha lo scopo di definire le cadute di pressione dell'evaporatore dovute alle perdite per attrito. A tal proposito si è deciso di far dipendere tali perdite in modo direttamente proporzionale rispetto alla portata d'ingresso del componente, secondo parametri in termini di portata e caduta di pressione nominali. L'equazione assume la seguente forma (3.12):

$$Dp(i).p_i - Dp(i).p_o = \frac{Dp(i).\Delta p_{nom}}{Dp(i).w_{nom}} \cdot Dp(i).w_i; \quad (3.12)$$

Questo componente non ha proprietà né di accumulo né di scambi termici con l'esterno e come logico valgono la (3.13) e la (3.14) :

$$Dp(i).h_i = Dp(i).h_o; \quad (3.13)$$

$$Dp(i).w_i + Dp(i).w_o = 0; \quad (3.14)$$

3.3 Compressore

Il compressore è la macchina che serve a comprimere il refrigerante e costituisce il componente essenziale della macchina frigorifera. Esso preleva vapore saturo all'uscita dell'evaporatore e lo porta ad una pressione superiore (pressione di condensazione). Tale salto di pressione è fondamentale, in quanto nei due scambiatori di calore (evaporatore e condensatore) avviene il cambiamento di fase a due diverse condizioni di temperatura e pressione. Nei frigoriferi domestici, nei condizionatori d'aria residenziali e in genere negli apparecchi di piccole dimensioni, vengono impiegati compressori di tipo ermetico alternativo.

A differenza dei compressori aperti, le unità ermetiche, l'insieme motore-compressore è tutto incapsulato e le uniche linee che penetrano nell'involucro sono le tubazioni del refrigerante e l'alimentazione elettrica. Tale soluzione

permette al compressore di funzionare per decenni, senza alcuna perdita di refrigerante. Il fluido frigorifero in questi compressori è a diretto contatto con gli avvolgimenti del motore, che essendo generalmente in rame, potrebbe corroderli, cosa che però non avviene se il refrigerante utilizzato è un alocarburo. Proprio per questo motivo l'ammoniaca può essere utilizzata solo per compressori di tipo aperto, dove l'albero si estende fuori dall'unità compressore ed è collegata esternamente al motore elettrico che comanda il compressore stesso.

Il compressore alternativo è costituito da un pistone che si muove con moto alternato in un cilindro con valvole di aspirazione e scarico che lavorano in modo sistematico per permettere la compressione del fluido frigorifero.

3.3.1 Equazioni del compressore

Per descrivere il funzionamento del compressore si prende come riferimento la Figura 3.6.

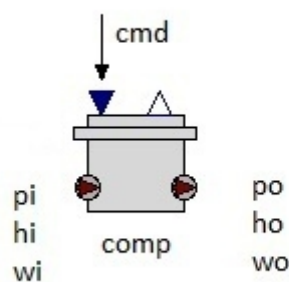


Figura 3.6: layout del compressore

Come mostrato, il componente presenta una flangia d'ingresso e una flangia d'uscita, rispettivamente *comp.inlet* e *comp.outlet*, e un comando esogeno *comp.cmd* che è proporzionale alla portata volumetrica che il compressore deve

fornire; tale variabile funge anche da comando di spegnimento se assume valore nullo.

È stata trascurata la quantità di massa che si accumula all'interno del compressore, ovvero la quantità di massa contenuta nel cilindro, considerata di gran lunga inferiore rispetto a quella presente nei veri elementi di accumulo dell'evaporatore e del condensatore. Quest'accorgimento permette di scrivere (3.15):

$$comp.w_i = comp.w_o; \quad (3.15)$$

Si presuppone che il compressore sia ideale, e compia una trasformazione isoentropica, cioè (3.16):

$$f_s(comp.p_i, comp.h_i) = f_s(comp.p_o, comp.h_o); \quad (3.16)$$

Si definisce una portata volumetrica ausiliaria q , per poter esprimere la dinamica di tale componente (3.17):

$$comp.q + T_{comp} \cdot der(comp.q) = comp.cmd \cdot comp.q_{max}; \quad (3.17)$$

dove T_{comp} è la costante di tempo del sistema compressore. Tale parametro dipende principalmente dall'inerzia meccanica, mentre q_{max} è la massima portata volumetrica che il compressore riesce a fornire ed è un parametro da determinare in fase di progetto.

Ed infine si è definita la portata d'ingresso come (3.18):

$$comp.w_i = f_\rho(comp.p_i, comp.h_i) \cdot comp.q; \quad (3.18)$$

Caratteristica fondamentale del compressore è la potenza assorbita definita come (3.19):

$$comp.P_{ass} = comp.w_i \cdot \Delta h_{comp} = comp.w_i \cdot (comp.h_o - comp.h_i); \quad (3.19)$$

Tale relazione non identifica ciò che avviene nel compressore, proprio perché si è considerata una trasformazione adiabatica e senza attrito, però è di più semplice utilizzo per lo studio degli effetti sulla potenza delle temperature di evaporazione e condensazione.

3.4 Valvola di laminazione

L'organo di espansione è un componente che nei tipici frigoriferi è di tipo statico (ovvero non ha parti meccaniche in movimento) e solo in dispositivi di fascia alta consente di variare la propria resistenza idraulica. Tale componente permette l'espansione irreversibile in cui l'entalpia iniziale è pari a quella finale, il cui scopo è quello di raffreddare il refrigerante. Di fatto si tratta di una valvola che, mediante uno strozzamento, degrada l'energia di pressione in attrito, causando inoltre la formazione di vapore nella stessa. Ci sono due metodi per effettuare questa espansione: o attraverso un semplice tubo capillare o tramite appunto una valvola dotata di otturatore nella sezione di passaggio. Si è cercato di modellizzare quest'ultima soluzione. Una versione più evoluta della semplice valvola di laminazione va sotto il nome della valvola termostatica comandata da un bulbo termostatico posto sulla tubazione in uscita dell'evaporatore.

Esistono numerose combinazioni di livelli di chiusura della valvola per ottenere le condizioni di pressione ingresso e pressione d'uscita desiderate. Inoltre, essendo un organo statico, non è in grado di adattarsi alle variazioni della pressione di scarico e aspirazione o dei carichi termici. L'obiettivo è comunque quello di permettere al compressore di far fluire dall'evaporatore la stessa portata di refrigerante che la valvola di espansione porta all'evaporatore stesso. Un eventuale sbilanciamento tra le portate deve essere solo temporaneo, concesso solo durante il transitorio, in modo da non creare effetti di sottopressioni o di sovrappressioni all'imbocco o all'uscita dei componenti scambianti.

3.4.1 Equazioni valvola di laminazione

Per descrivere le equazioni della valvola di laminazione si consideri la Figura 3.7:

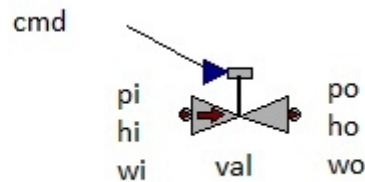


Figura 3.7: layout della valvola di laminazione

Tale componente presenta due flange, *val.inlet* e *val.outlet* e un comando esterno *val.cmd* che regola la chiusura e l'apertura della strozzatura.

Si ipotizza che non ci sia accumulo di massa all'interno della valvola, o meglio che la quantità di massa contenuta nell'organo di laminazione sia nella realtà di diversi ordini di grandezza inferiore rispetto a quelle contenute negli elementi di accumulo. Ciò permette di eguagliare le portate massica in ingresso e in uscita (3.20):

$$val.w_i = val.w_o; \quad (3.20)$$

essendo l'espansione una trasformazione isoentalpica, l'entalpia di uscita e di ingresso della valvola di laminazione è identica (3.21):

$$val.h_i = val.h_o; \quad (3.21)$$

Si definisce una variabile ausiliaria x , per introdurre la dinamica di apertura e chiusura della valvola, nel caso che ci sia la necessità di modificare la strozzatura della valvola (3.22):

$$val.x + T_{val} \cdot der(val.x) = val.cmd; \quad (3.22)$$

dove la costante di tempo del sistema è definita dal tempo T_{val} . Definita la dinamica è possibile scrivere l'equazione che lega la differenza di pressione ai capi del componente con la portata massica d'ingresso (3.23):

$$val.w_i = c_{val} \cdot val.x \cdot \sqrt{val.p_i - val.p_o}; \quad (3.23)$$

dove c_{val} è il coefficiente di efflusso della valvola.

3.5 Condensatore

Il condensatore di un impianto frigorifero è di fatto uno scambiatore di calore, la cui funzione è quella di garantire il passaggio del flusso termico del fluido frigorifero all'ambiente esterno. Scopo di questo paragrafo è dettagliare lo stato fisico del fluido che entra, attraversa ed infine abbandona il condensatore.

All'ingresso del condensatore, i vapori compressi alla pressione p_i e alla temperatura T_i sono surriscaldati, essendo la temperatura T_i superiore alla temperatura di vapore saturo alla pressione p_i (a monte del condensatore esiste di fatto il compressore). All'uscita del condensatore, a meno di salti di pressione dovuti ad effetti di carico, la pressione di uscita del liquido è ancora nell'intorno di p_i , ma si troverà ad una temperatura T_o ; quest'ultima è pari al valore di temperatura di liquido saturo alla pressione p_o .

Per descrivere il processo di condensazione si è supposto che il fluido in ingresso del condensatore una volta desurriscaldato, mediante scambi termici con l'ambiente ed entrato nella zona delimitata dalla curva di saturazione, depositi la parte umida, e che solo questa raggiunga l'elemento di laminazione, permettendo alla parte di miscela restante di condensare a sua volta. Tale processo è rappresentato in Figura 3.8:

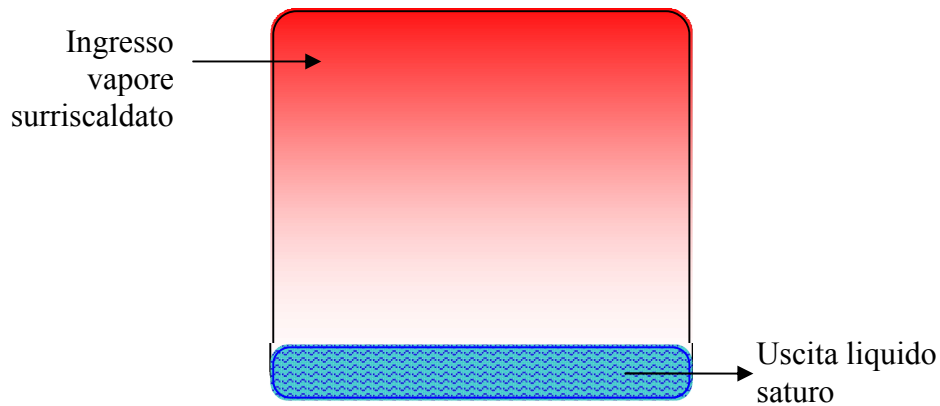


Figura 3.8: principio di condensazione

Il layout del componente è rappresentato in Figura 3.9:

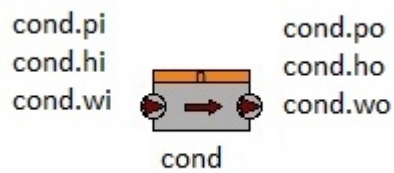


Figura 3.9: layout del condensatore

Così come per l'evaporatore, anche per descrivere il comportamento del condensatore si è deciso di dividere in n elementi di accumulo, e $n+1$ elementi di trasporto, differenti a seconda che si tratti di vapore, miscela o liquido. Prendendo come riferimento la Figura 3.10, le equazioni di trasporto per la parte liquida sono descritte nei blocchi denominati " T_L ", le equazioni di trasporto per la parte di miscela liquido vapore, sono contenute nei blocchi denominati " T_V ", mentre l'equazioni di accumulo sono nei blocchi " vol ".

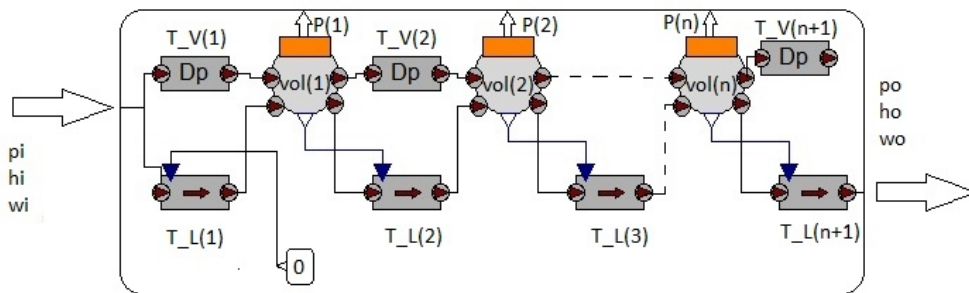


Figura 3.10: schema del condensatore

Così come l'evaporatore anche per il condensatore si è utilizzata la stessa geometria per descrivere la fisicità del componente. Quindi anche il condensatore può essere assimilato ad un tubo di lunghezza L , di raggio interno R e di massa M_M (massa di metallo con il quale è composto), contenente un quantità di refrigerante pari a M data dalla somma di massa liquida M_L e massa di vapore M_V . Il volume risulta essere pari a (3.24):

$$V = \pi \cdot R^2 \cdot L; \quad (3.24)$$

Ai capi del condensatore presenta una caduta di pressione dovuta alle perdite per attrito, così come nell'evaporatore, definibili secondo la formula (3.25):

$$comp.p_i - comp.p_o = \frac{\Delta p_{nom}}{w_{nom}} \cdot comp.w_i; \quad (3.25)$$

L'inizializzazione della parte di vapore del condensatore è simile all'inizializzazione fatta per l'evaporatore, mentre si deve aggiungere equazioni di inizializzazione per la parte liquida, ovvero quantità di massa liquida ed entalpia liquida h_L all'istante iniziale. Si è deciso per $t=0$ di porre M_L nulla e h_L pari ad h_V (3.26):

$$\begin{cases} M_{start} = V \cdot f_{\rho}(p, h_V); \\ T_{start} = f_T(p, h_V); \\ M_{start} = M_V; \\ M_L = 0; \\ h_L = h_V; \end{cases} \quad (3.26)$$

3.5.1 Equazioni di accumulo del condensatore

Le equazioni di accumulo sono contenute nel blocco denominato “*vol*”, rappresentato in Figura 3.11:

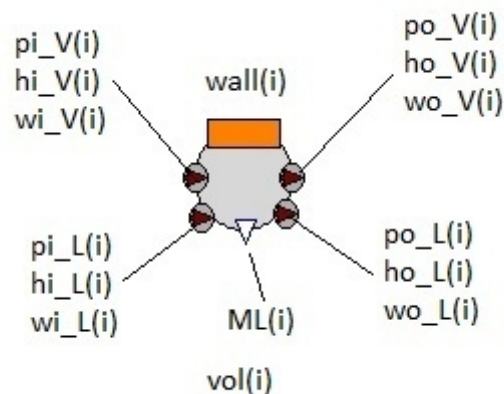


Figura 3.11: elemento *i*-esimo dell'elemento di accumulo del condensatore

Il blocco di accumulo è caratterizzato da due flange di ingresso, una per il vapore (*vol(i).inlet_V*) e una per il liquido (*vol(i).inlet_L*) e due flange per l'uscita, ognuna dedicata ai due stati del fluido (*vol(i).outlet_V*, *vol(i).outlet_L*). L'interfaccia del componente con l'esterno (in questo caso l'ambiente) è determinato dall'elemento *wall(i)*. L'uscita ausiliaria *ML(i)* estrapola il valore di massa liquida all'interno di ogni *vol(i)*. Le variabili di stato sono le seguenti:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_V(t) : \text{massa vapore;} \\ M_L(t) : \text{massa liquido;} \\ h_V(t) : \text{entalpia vapore;} \\ h_L(t) : \text{entalpia liquido;} \\ T_V(t) : \text{temperatura vapore;} \\ T_L(t) : \text{temperatura liquido;} \\ T_M(t) : \text{temperatura metallo;} \end{array} \right.$$

Come si può notare, si è tenuto conto, per descrivere il componente condensante, della massa del metallo che lo costituisce. Ogni singola sezione ha pari volume, uguale a (3.27):

$$vol(i).V = \pi \cdot R^2 \cdot \frac{L}{n}; \quad (3.27)$$

Si può considerare che il volume di liquido contenuta in ogni accumulatore sia molto inferiore rispetto al volume occupato dal vapore e si può approssimare $vol(i).V = V_V$.

Inoltre si ipotizzano che non ci siano cadute di pressione ai lati esterni dell'accumulatore e che sia il liquido sia il vapore contenuto si trovino alla stessa pressione, in sintesi (3.28):

$$\begin{aligned} vol(i).p_{i_V} &= vol(i).p_{o_V}; \\ vol(i).p_{i_L} &= vol(i).p_{o_L}; \quad (3.28) \\ vol(i).p_{i_V} &= vol(i).p_{i_L}; \end{aligned}$$

Per quanto concerne la scrittura le equazioni di massa nell'accumulatore, si prende come riferimento la Figura 3.12:

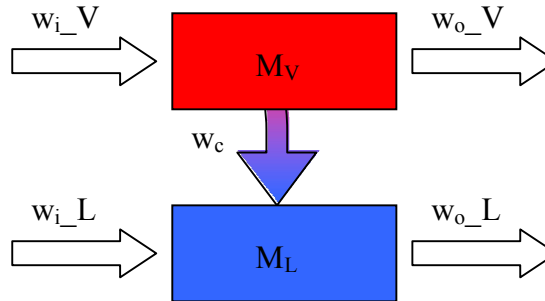


Figura 3.12: schema delle portate del condensatore

L'espressione analitica dell'equazione di massa di vapore e di liquido sono rappresentate nella (3.29):

$$\begin{aligned} \text{der}(\text{vol}(i).M_V) &= \text{vol}(i).w_{i_V} + \text{vol}(i).w_{i_V} - \text{vol}(i).w_c; \\ \text{der}(\text{vol}(i).M_L) &= \text{vol}(i).w_{i_L} + \text{vol}(i).w_{i_L} + \text{vol}(i).w_c; \end{aligned} \quad (3.29)$$

Le precedenti equazioni sono caratterizzate da una portata w_c che rappresenta la quantità di liquido che abbandona la miscela per contribuire all'accrescimento di massa liquida. Tale portata è la somma di due contributi, uno dovuto all'effetto di condensazione per effetto "bulk" w_{cB} e uno per effetto della condensazione superficiale w_{cS} (3.30):

$$\text{vol}(i).w_c = \text{vol}(i).w_{cB} + \text{vol}(i).w_{cS}; \quad (3.30)$$

La portata di condensato per effetto bulk è proporzionale alle quantità di liquido contenuto nella massa di miscela ed è data da (3.31):

$$\text{vol}(i).w_{cB} = \underbrace{\text{vol}(i).V(i) \cdot f_p(\text{vol}(i).p_{o_V}, \text{vol}(i).h_{o_V}) \cdot (1 - f_x(\text{vol}(i).p_{o_V}, \text{vol}(i).h_{o_V}))}_{\text{massa liquida presente nella miscela}} \cdot \frac{1}{T_{cB}}; \quad (3.31)$$

dove il tempo T_{cB} è un parametro da definire, e comunque dell'ordine dei secondi.

La portata dovuta alla condensazione superficiale dipende linearmente dalla differenza di temperatura del liquido stesso e della temperatura del vapore contenuto nell'accumulatore, come scritto nella (3.32):

$$vol(i) \cdot w_{cs} = k \cdot (f_T(vol(i) \cdot p_o_V, vol(i) \cdot h_o_V) - f_T(vol(i) \cdot p_o_L, vol(i) \cdot h_o_L));$$

(3.32)

Per quanto riguarda la scrittura delle equazioni di bilancio termico, si consideri la Figura 3.13 e Figura 3.14; quest'ultima mette in evidenza gli scambi termici che interessano ogni elemento dell'accumulatore.

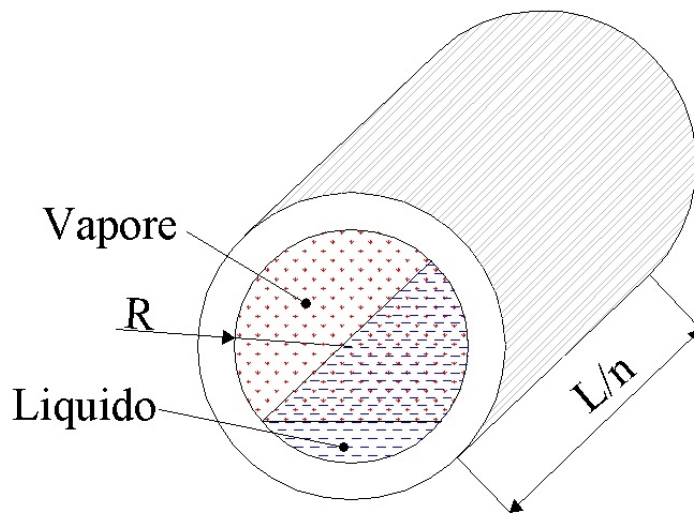


Figura 3.13: situazione geometrica per un generico elemento di accumulatore

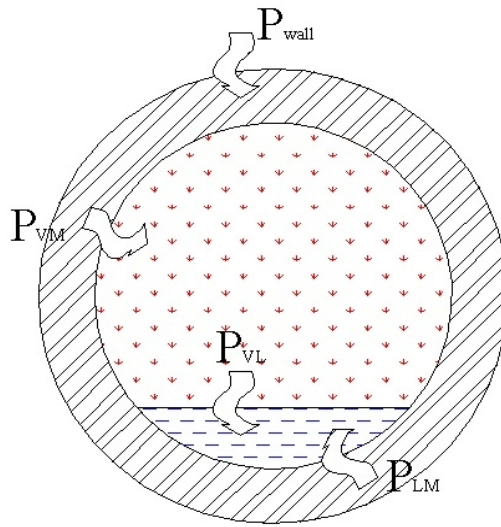


Figura 3.14: sezione dell'elemento di accumulamento

Per quanto concerne l'equazione della parte vapore essa è descritta dalla (3.33) mentre quella di liquido dalla (3.34):

$$\begin{aligned} \text{der}(\text{vol}(i).E_V) = \text{vol}(i).w_{i_V} \cdot \text{vol}(i).h_{i_V} + \text{vol}(i).w_{o_V} \cdot \text{vol}(i).h_{o_V} - \\ \text{vol}(i).P_c - \text{vol}(i).P_{VM} - \text{vol}(i).P_{VL}; \end{aligned} \quad (3.33)$$

$$\begin{aligned} \text{der}(\text{vol}(i).E_L) = \text{vol}(i).w_{i_L} \cdot \text{vol}(i).h_{i_L} + \text{vol}(i).w_{o_L} \cdot \text{vol}(i).h_{o_L} + \\ \text{vol}(i).P_c - \text{vol}(i).P_{LM} + \text{vol}(i).P_{VL}; \end{aligned} \quad (3.34)$$

Per il metallo l'equazione è (3.35):

$$cp_M \cdot \frac{M_M}{n} \cdot \text{der}(T_M) = P_{LM} + P_{VL} + \text{wall}(i).P; \quad (3.35)$$

I termini che compaiono nelle equazioni sono ora esplicitati:

- P_C : quantità di calore dovuta alla portata di condensazione $\text{vol}(i).w_c$.

Poiché si presuppone che il deposito di liquido sia saturo, si ha:

$$\text{vol}(i).P_c = \text{vol}(i).w_c \cdot f_{h_{LS}}(\text{vol}(i).p);$$

- P_{VL} : quantità di calore scambiata tra la massa liquida e la massa di vapore:

$$vol(i).P_{VL} = \gamma_{VL} \cdot vol(i).S_{VL} (vol(i).T_V - vol(i).T_L);$$

$$\text{con } \max(vol(i).S_{VL}) = 2 \cdot R \cdot \frac{L}{n};$$

- P_{VM} : quantità di calore scambiata tra massa di vapore e il metallo:

$$vol(i).P_{VM} = \gamma_{VM} \cdot vol(i).S_{VM} (vol(i).T_V - vol(i).T_M);$$

$$\text{con } \max(vol(i).S_{VM}) = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot \frac{L}{n};$$

- P_{LM} : quantità di calore scambiata con la massa liquida e metallo:

$$vol(i).P_{LM} = \gamma_{LM} \cdot vol(i).S_{LM} (vol(i).T_L - vol(i).T_M);$$

$$\text{con } vol(i).S_{LM} \ll vol(i).S_{VM};$$

- $wall(i).P$: quantità di calore scambiato tra l'ambiente e l'elemento di accumulo.

Così come per l'evaporatore, valgono (3.36) e (3.37):

$$vol(i).E_V = vol(i).M_V \cdot f_e(vol(i).p_o_V, vol(i).h_o_V); \quad (3.36)$$

$$vol(i).E_L = vol(i).M_L \cdot f_e(vol(i).p_o_L, vol(i).h_o_L); \quad (3.37)$$

Si suppone che la temperatura del metallo sia uguale alla temperatura esterna (3.38):

$$vol(i).T_M = wall(i).T; \quad (3.38)$$

mentre la temperatura del liquido si ricava semplicemente richiamando la funzione di temperatura (3.39):

$$vol(i).T_L = f_T(vol(i).p_o_L, vol(i).h_o_L); \quad (3.39)$$

Quanto descritto fino ad ora si riferisce al caso nel caso in cui nell'accumulatore sia presente sia il vapore, sia il liquido. Al tempo iniziale e in prossimità

dell'imbocco del condensatore, come si è descritto in precedenza, non si ha miscela, ma solo vapore surriscaldato. Occorre quindi ridefinire le equazioni nel seguente modo:

$$(3.30) \rightarrow vol(i).w_c = vol(i).w_{cB};$$

$$(3.34) \rightarrow der(vol(i).E_L) = 0;$$

$$(3.37) \rightarrow vol(i).h_o_L = vol(i).h_o_V;$$

$$(3.35) \rightarrow cp_M \cdot \frac{M_M}{n} \cdot der(vol(i).T_M) = vol(i).P_{VM} + wall(i).P;$$

$$(3.39) \rightarrow vol(i).T_L = vol(i).T_M;$$

3.5.2 Equazioni di trasporto vapore

La Figura 3.15 presenta il layout del blocco di trasporto del vapore:

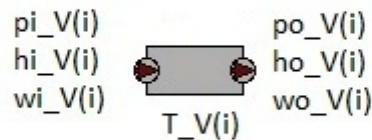


Figura 3.15: blocco per l'equazioni di trasporto i-esimo del vapore

Tale blocco ha due flange, una d'ingresso ($T_V(i).inlet$) e una d'uscita ($T_V(i).outlet$).

Le equazioni di trasporto della parte di vapore sono le medesime descritte nel paragrafo 3.2.2. Qui di seguito verranno solamente riportate adattandole

all'elemento condensatore. L'equazione per descrivere i fenomeni di caduta di pressione assume la seguente forma (3.40):

$$T_V(i).p_{i_V} - T_V(i).p_{o_V} = \frac{T_V(i).\Delta p_{nom}}{T_V(i).w_{nom}} \cdot T_V(i).w_{i_V}; \quad (3.40)$$

Questo componente non ha proprietà né di accumulo né di scambio termico con l'esterno e come logico valgono la (3.41) e la (3.42):

$$T_V(i).h_i = T_V(i).h_o; \quad (3.41)$$

$$T_V(i).w_i + T_V(i).w_o = 0; \quad (3.42)$$

3.5.3 Equazioni di trasporto liquido

Il blocco che racchiude le equazioni di trasporto del liquido è raffigurato in Figura 3.16:

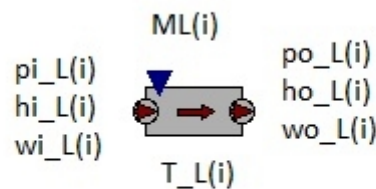


Figura 3.16: blocco per l'equazioni di trasporto liquido i-esimo

Tale blocco ha una flangia d'ingresso ($T_L(i).inlet$) e una d'uscita ($T_L(i).outlet$) e un ingresso $ML(i)$ connesso al blocco $vol(i-1).ML$. Ciò permette di considerare la massa di liquido contenuta nell'elemento di accumulo immediatamente a monte del blocco di trasporto liquido considerato.

Tale blocco, così come per quello di trasporto vapore, non permette nessun tipo di accumulo né di scambio termico, banalmente (3.43) e (3.44):

$$T_{-L}(i).h_{i-L} = T_{-L}(i).h_{o-L}; \quad (3.43)$$

$$T_{-L}(i).w_{i-L} = T_{-L}(i).w_{o-L}; \quad (3.44)$$

e definisce la portata di uscita come descritto dalla (3.45):

$$T_{-L}(i).w_{i-L} = \frac{T_{-L}(i).ML}{T_{ML}}; \quad (3.45)$$

Dove il tempo T_{ML} è un parametro con il compito di descrivere la capacità del fluido liquido di abbandonare l'elemento di accumulo connesso a monte. Tale tempo è anch'esso da definire e comunque degli ordini dei secondi.

Capitolo 4 Testing

Questo capitolo affronta la parte riguardante il testing dei componenti visti in precedenza. Tali componenti non lavorano mai indipendente gli uni dagli altri, ma sono assemblati in un unico sistema, influenzandosi a vicenda. Questo lavoro non facendo riferimento ad alcun particolare frigorifero, e quindi non avendo a disposizione nessun dato costruttivo ne termico, i parametri riferiti alla geometria dei componenti e alle interfacce scambianti, sono stati inseriti secondo esperienza. L'obiettivo infatti è quello di valutare la consistenza dei modelli ricavati.

Come prima analisi si è preferito testare il singolo componente, in modo da individuare immediatamente discrepanze tra i valori attesi e quelli simulati. Per far ciò si sono costruiti dei sottosistemi, in modo da replicare la situazione al contorno in termini di pressione, entalpia e portata simile a quella che si presenterebbe se il componente fosse inserito nel sistema completo.

Prima di chiudere il circuito, si è testato il comportamento dell'anello aperto, in modo da non introdurre vincoli sulla quantità di massa che il circuito deve contenere. Solo dopo un'adeguata analisi sull'inizializzazione della quantità di massa totale di fluido frigorifero, è stato possibile chiudere il circuito e realizzare così il ciclo termodinamico.

4.1 Metodo di integrazione e parametri di simulazione

Il software per l'implementazione è, come già detto Dymola – Modeling Laboratory Version 6.1. Tale software, in modalità di simulazione, permette di settare alcuni parametri quali:

- Intervallo di simulazione: compreso tra i tempi di Start time e Stop time, rispettivamente tempo iniziale e finale di simulazione;
- Intervallo nel quale immagazzinare i risultati dell'esperimento (Store interval): è possibile scegliere o una durata di intervallo fisso, oppure un numero fisso di intervalli;
- Integrazione: è possibile scegliere il metodo di integrazione, la tolleranza e, a secondo del metodo selezionato, un passo fisso di integrazione .

Per effettuare il testing si è scelto di settare nel seguente modo tali parametri:

- intervallo di simulazione comprese tra 0 e un tempo finale determinato ad ogni singola prova effettuata;
- numero fisso di intervalli uguale a 500000;
- metodo di integrazione Dassl: è l'unico risolutore presente in Dymola in grado di risolvere equazioni differenziali algebriche (DAE). Tale metodo è in grado di risolvere anche equazioni algebriche ordinarie (ODE).
- Tolleranza pari a 0.0001.

Settati tali parametri, si è in grado di testare i componenti e il sistema generale.

4.2 Test evaporatore

Per testare l'evaporatore, si è composto il sistema rappresentato in Figura 4.1, dove è facile notare che il componente è alimentato da una sorgente in pressione ed entalpia e scarica il fluido refrigerante ad una pressione fissa.

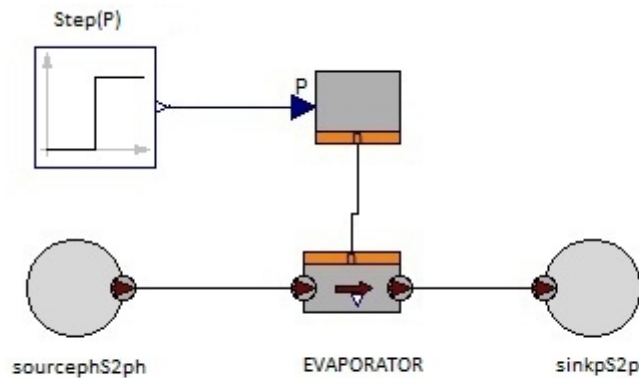


Figura 4.1: test dell'EVAPORATOR

Le caratteristiche dell'evaporatore sono inserite nella Tabella 7:

Evaporator		
Parameter	Value	Description
L	2 [m]	Length
R	0.021 [m]	Radius
Δp_{nom}	10000 [Pa]	Nominal pressure drop
w_{nom}	0.001 [Kg/s]	Nominal flow rate
M_{start}	0.045 [Kg]	Initial mass
T_{start}	240 [K]	Initial temperature
n	5	Number of lumps

Tabella 7: parametri dell'EVAPORATOR

Tale componente è stato inizializzato con una massa pari a 0.045 Kg e temperatura di 240 K, in modo che, per le proprie caratteristiche geometriche, presenti una densità iniziale di:

$$\rho_{start} = \frac{M_{start}}{V} = \frac{0.045}{\pi \cdot 0.021^2 \cdot 2} = 16.24 \frac{Kg}{m^3}$$

Tale valore di densità, combinata con la temperatura iniziale, caratterizza il fluido frigorifero nella zona di miscela liquido vapore (titolo circa pari a 0.2).

La caratteristica della sorgente e dello scarico sono riportate nella Tabella 8:

sourcephS2ph		
Parameter	Value	Description
p	70000 [Pa]	Pressure
h	200000 [J/Kg]	Enthalpy

sinkpS2ph		
Parameter	Value	Description
p	60000 [Pa]	Pressure

Tabella 8: parametri di sourcephS2ph e di sinkpS2ph

Si suppone che le perdite di carico siano proporzionali alla portata del fluido in ingresso, in particolare:

$$evap.p_i - evap.p_o = \frac{\Delta p_{nom}}{w_{nom}} \cdot evap.w_i$$

ed essendo imposta le pressioni di ingresso e uscita, è possibile ricavare la portata di ingresso pari a (4.1):

$$evap.w_i = \frac{70000 - 60000}{10000} \cdot 0.001 = 0.001 \frac{kg}{s} \quad (4.1)$$

Inoltre per verificare se il componente è in grado di far evaporare il fluido contenuto al suo interno, gli è stato applicato un gradino di potenza P , la quale simula la potenza termica scambiata con la cavità. Le caratteristiche di tale generatore sono contenute in Tabella 9:

Step(P)		
Parameter	Value	Description
P	178 [W]	Height of step
Offset	0 [W]	Offset of output signals
t _{start}	100 [s]	Start time

Tabella 9: parametri dello step(P)

Per far evaporare il fluido all'interno è necessario una potenza pari a:

$$P = evap.w_i \cdot (evap.h_i - h_{VS}(evap.p_o)) = 0.001 \cdot (200000 - 377518) = 177.5 W;$$

Tale potenza, calcolata con i dati veri sperimentali e non approssimati, risulta essere pari a:

$$P_{per} = evap.w_i \cdot (evap.h_i - h_{VSper}(evap.p_o)) = 0.001 \cdot (200000 - 375940) = 175.9 W;$$

che è concordante con quella precedente.

Con tale potenza il fluido all'interno dell'evaporatore passa dalla zona di miscela alla zona di vapore saturo, come mostra il grafico seguente (Figura 4.2):

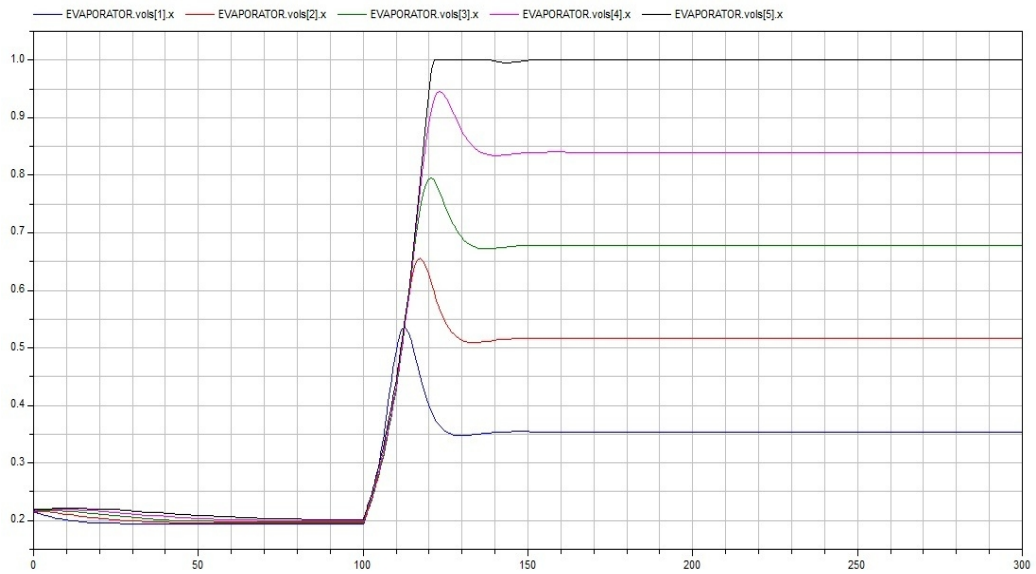


Figura 4.2: test dell'EVAPORATOR – titolo

Mentre il grafico dell'andamento dell'entalpia di uscita dai singoli elementi di accumulo è mostrato nel Figura 4.3 che naturalmente aumenta in direzione dell'uscita:

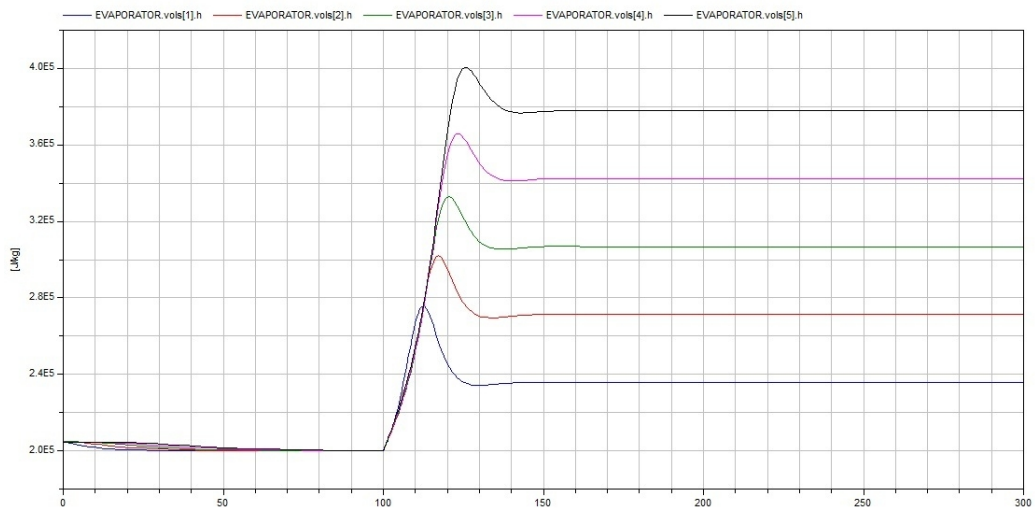


Figura 4.3: test dell'EVAPORATOR – entalpia

4.3 Test compressore

Per testare il compressore, si è composto il sistema rappresentato in Figura 4.4, dove è facile notare che il componente è alimentato da una sorgente in pressione ed entalpia e scarica il fluido refrigerante ad una pressione fissa.

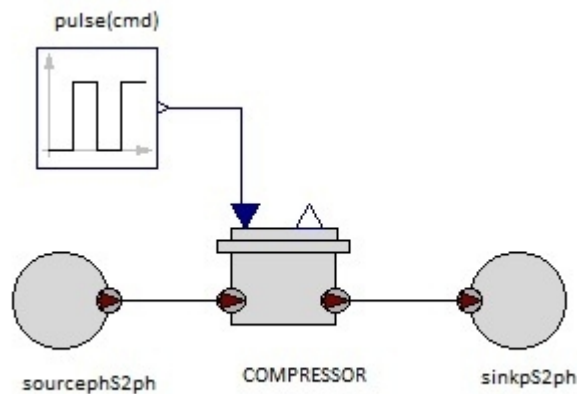


Figura 4.4: test del COMPRESSOR

Le caratteristiche del compressore sono le seguenti (Tabella 10):

Compressor		
Parameter	Value	Description
q_{start}	0 [m ³ /s]	Initial Volume Flow Rate
T	5 [s]	time constant
q_{max}	1 [m ³ /s]	Max Volume Flow Rate

Tabella 10: parametri del COMPRESSOR

Il compressore riceve in ingresso il vapore surriscaldato a bassa pressione proveniente dall'evaporatore, per poi cedere il fluido al condensatore ad alta pressione, ancora nello stato di vapore. Per far ciò si è collegato il compressore alla sorgente *sourcephS2ph* e all'uscita *sinkS2ph* coerentemente con quanto detto, impostando i parametri secondo la Tabella 11:

sourcephS2ph		
Parameter	Value	Description
p	60000 [Pa]	Pressure
h	380000 [J/Kg]	Enthalpy

sinkpS2ph		
Parameter	Value	Description
p	650000 [Pa]	Pressure

Tabella 11: parametri di sourcephS2ph e di sinkpS2ph

In ingresso il fluido presenta un densità e una entropia pari a (4.2):

$$\rho(60000, 380000) = 3.2 \frac{Kg}{m^3};$$

$$s(60000, 380000) = 1765.83 \frac{J}{Kg \cdot K}; \quad (4.2)$$

Essendo la trasformazione di compressione isoentropica e le pressioni di ingresso e uscita imposte, l'entalpia d'uscita risulta derivante dall'equazione (4.3):

$$s(60000, 380000) = s(650000, compressor.h_o) \rightarrow compressor.h_o = 424684 \frac{J}{Kg};$$

(4.3)

e naturalmente, le portate di ingresso in uscita e in entrata sono uguali: nulle se il compressore presenta un comando nullo, mentre dipendenti da q_{max} e dal comando cmd , se questo maggiore di 0. Per simulare l'accensione e lo spegnimento, il comando cmd viene fatto variare tra 0 e 0.0001 tramite il generatore di onda quadra $pulse(cmd)$ (Tabella 12).

Pulse(cmd)		
Parameter	Value	Description
cmd	0.0001	Amplitude of pulse
Width	5 [s]	time constant
T	1 [s]	Period
Offset	0	Offset of output signals
T _{start}	0 [s]	Start time

Tabella 12: parametri di pulse(cmd)

Nella Figura 4.5, Figura 4.6, Figura 4.7 è riportato rispettivamente l'andamento di ingresso e uscita dell'entalpia, dell'entropia e gli andamenti delle portate massica di ingresso e uscita.

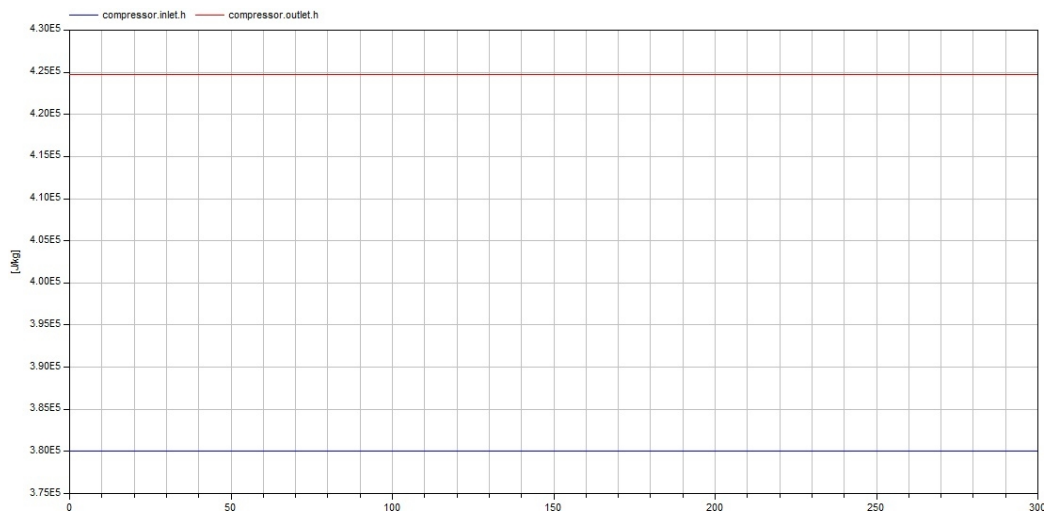


Figura 4.5: test del COMPRESSOR – entalpie

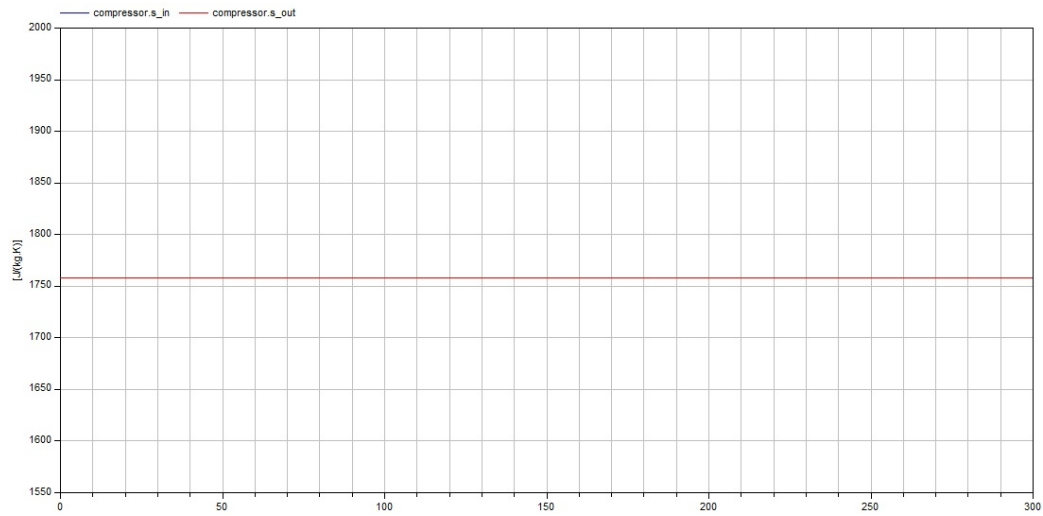


Figura 4.6 test del COMPRESSOR – entropie

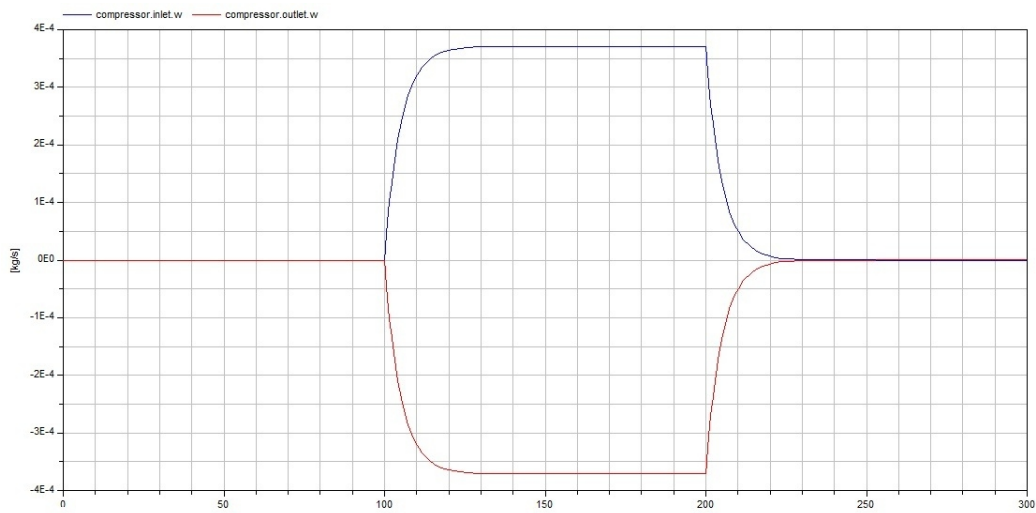


Figura 4.7: test del COMPRESSOR – portate

4.4 Test valvola di laminazione

Per testare il funzionamento della valvola di laminazione, diversamente dai test precedenti, si è deciso di imporre all'ingresso una sorgente in portata massica e entalpia, mentre in uscita si è imposto il valore di pressione del fluido frigorifero. La connessione del sottosistema è riportato in Figura 4.8:

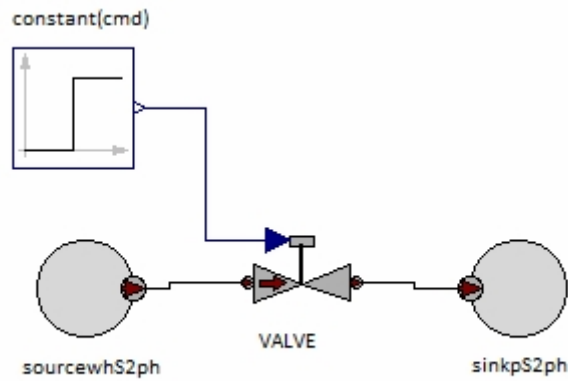


Figura 4.8: test di VALVE

I parametri della valvola di laminazione sono riportati nella Tabella 13:

Valve		
Parameter	Value	Description
$c_{V_{max}}$	0.0000013 [Kg/(s·Pa ^{1/2})]	discharge coefficient
T	0.01 [s]	Time constant
x_{start}	0.1 [s]	Initial position

Tabella 13: parametri di VALVE

Imponiamo all'ingresso della valvola una portata in ingresso, un'entalpia d'ingresso e una pressione d'uscita riassunto nella Tabella 14:

sourcewhS2ph		
Parameter	Value	Description
h	200000 [J/Kg]	Enthalpy
w	0.0001 [Kg/s]	Mass flow rate

sinkpS2ph		
Parameter	Value	Description
p	70000 [Pa]	Pressure

Tabella 14: parametri di sourcewhS2ph e di sinkpS2ph

Si suppone che la valvola sia non controllata, di conseguenza, la posizione dell'otturatore rimane costante, come mostra i parametri della generazione di *cmd* in Tabella 15:

Constant(cmd)		
Parameter	Value	Description
x	0.1	Position

Tabella 15: parametri di constant(cmd)

Vengono riportati il grafico dell'andamento della pressione di ingresso e uscita delle pressioni Figura 4.9 e delle portate Figura 4.10:

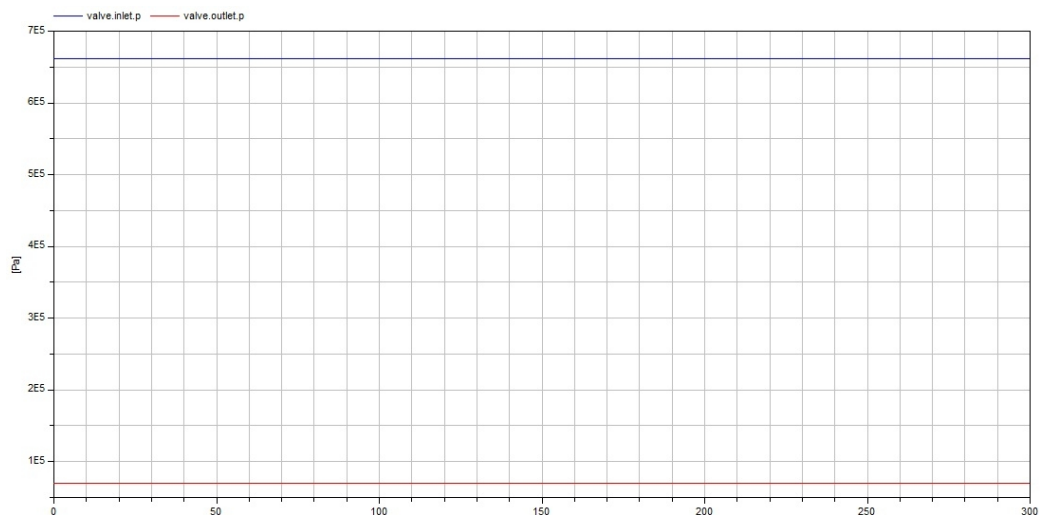


Figura 4.9: Test di VALVE - pressione

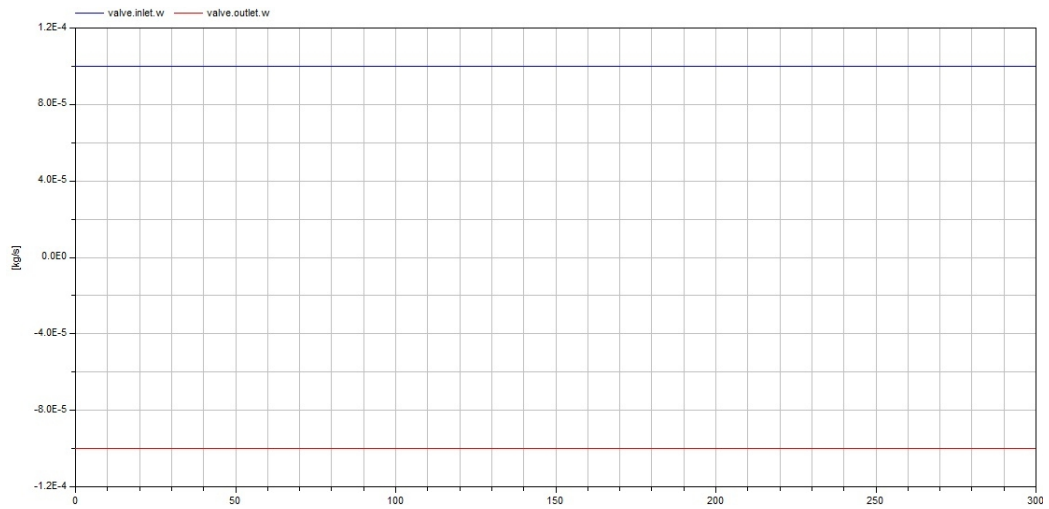


Figura 4.10: test di VALVE - portate

Naturalmente per quanto detto, il valore di ingresso e di uscita dell'entalpia rimane costante al valore fissato, pari a 200000 J/Kg.

4.5 Test condensatore

Così come per l'evaporatore anche il condensatore è stato testato imponendo una pressione e entalpia di ingresso e facendo confluire il fluido frigorifero in un serbatoio a pressione costante, come mostra la Figura 4.11:

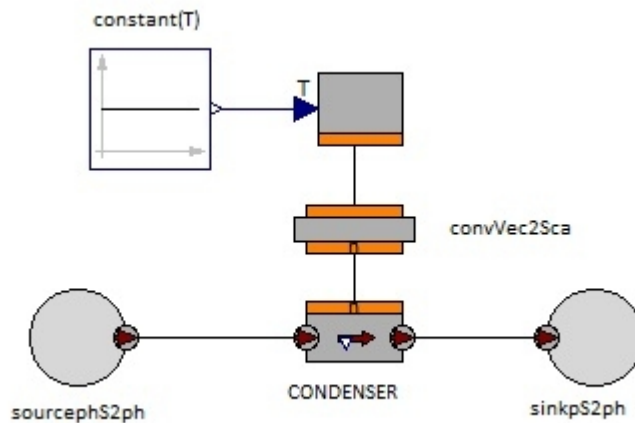


Figura 4.11: test del CONDENSER

Per eseguire tale test, il fluido all'interno del condensatore è stato inizializzato allo stato di vapore surriscaldato. Tutti i parametri di tale componente sono riassunti nella Tabella 16:

Condenser		
Parameter	Value	Description
L	2 [m]	Length
R	0.021 [m]	Radius
Δp_{nom}	10000 [Pa]	Nominal pressure drop
w_{nom}	0.001 [Kg/s]	Nominal flowrate
M_{start}	0.045 [Kg]	Mass start
T_{start}	290 [K]	Temperature start
n	5	Number of lumps
S_{VM}	$2 \cdot \pi \cdot R \cdot L$ [m ²]	Surface V-M
S_{VL}	$0.001 \cdot 2 \cdot R \cdot L$ [m ²]	Surface V-L
S_{LM}	$0.001 \cdot 2 \cdot \pi \cdot R \cdot L$ [m ²]	Surface L-M
γ_{VM}	10	heat transfer coefficient
γ_{VL}	10	heat transfer coefficient
γ_{LM}	10	heat transfer coefficient
M_M	1 [Kg]	Mass of metal
T_{cB}	1 [s]	time constant of bulk
k	$1e-12$ [Kg ² /(s·J)]	constant of surface cond.
T_{ML}	1[s]	time liquid trasport

Tabella 16: parametri del CONDENSER

Con tale inizializzazione, il fluido presenta in termine di pressione ed entalpia i seguenti valori iniziali:

$$\text{condenser}.p_i = 345471 \text{ Pa};$$

$$\text{condenser}.h_i = 412511 \frac{\text{J}}{\text{Kg}};$$

quindi è inizializzato correttamente all'interno della zona di vapore.

Il condensatore viene percorso da un fluido con i valori di pressione e entalpia presenti nella Tabella 17. Lo scarico avviene ad una pressione inferiore, in modo da considerare le cadute di pressione per effetto di carico:

sourcewhS2ph		
Parameter	Value	Description
p	650000 [Pa]	Pressure
h	450000 [J/Kg]	Enthalpy

sinkpS2ph		
Parameter	Value	Description
p	640000 [Pa]	Pressure

Tabella 17: parametri di sourcewhS2ph e di sinkpS2ph

Il fluido generato dalla sorgente sopraccitata si trova in zona di vapore surriscaldato (rappresenta difatti il frigorifero in uscita dal compressore), con i seguenti valori:

$$f_T(650000, 450000) = 335.3K;$$

$$f_\rho(650000, 450000) = 27.86 \frac{Kg}{m^3};$$

$$f_e(650000, 450000) = 418869 \frac{Kg}{m^3};$$

$$f_x(650000, 450000) = 1;$$

Molto importante è determinare la temperatura e l'entalpia di vapore saturo, che valgono rispettivamente:

$$T_{vS}(650000) = 297.4 K;$$

$$h_{vS}(650000) = 411941 \frac{J}{Kg}; \quad (4.4)$$

Quindi il fluido in ingresso del condensatore, per entrare in zona delimitata dalla campana di saturazione, e quindi incominciare a formare massa liquida all'interno del condensatore stesso, deve essere nello stato termico rappresentato nella (4.4). Per far ciò è necessario che il condensatore interagisca con una sorgente più fredda. Tale scambio può avvenire, ad esempio, mediante moto convettivo, con una sorgente a temperatura inferiore rispetto alla temperatura di vapore saturo. In Tabella 18 sono contenuti i parametri dei componenti che realizzano quanto detto.

Constant(T)		
Parameter	Value	Description
T	290 [K]	Temperature

convVec2Sca		
Parameter	Value	Description
n	5	lumps

S	1 [m ²]	total surface
γ	5 [W/(m ² ·K)]	heat transfer coefficient

Tabella 18: parametri di Constant(T) e di convVec2Sca

Dalla simulazione del test del condensatore, è possibile verificare l'avvenuta condensazione.

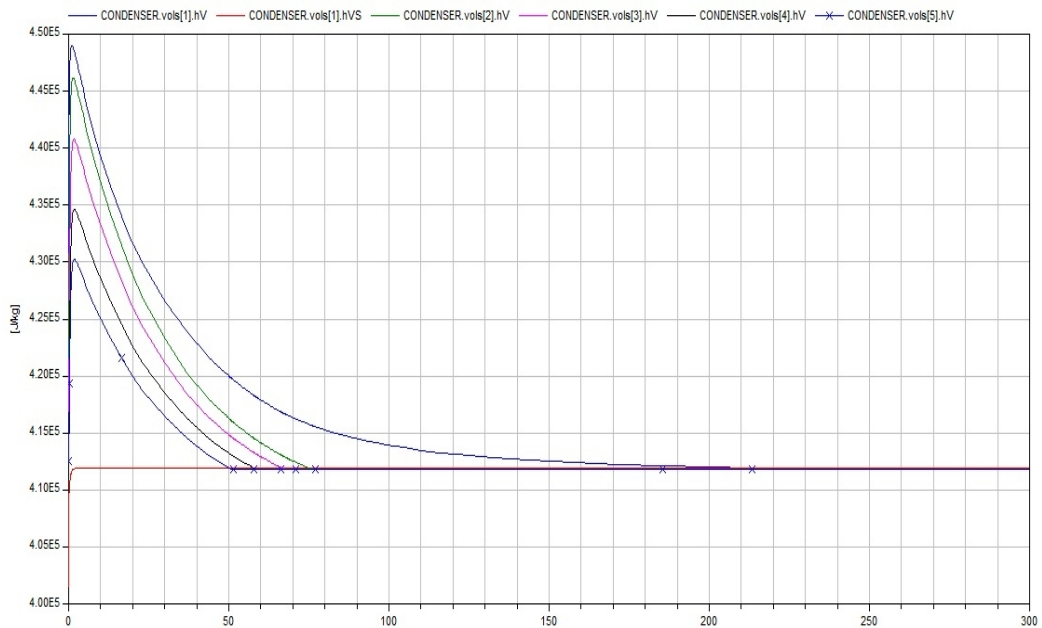


Figura 4.12: test del CONDENSER – entalpia di vapore

Come è evidenziato dalla Figura 4.12 l'entalpia di vapore eguaglia l'entalpia di vapore saturo nel quinto volume all'istante 50 s. Nello stesso istante anche le temperature di vapore raggiunge la temperatura di vapore saturo (Figura 4.13). Per determinare la formazione di condensa, si sono graficate gli andamenti delle masse di liquido all'interno degli elementi di accumulo che compongono il condensatore (Figura 4.14).

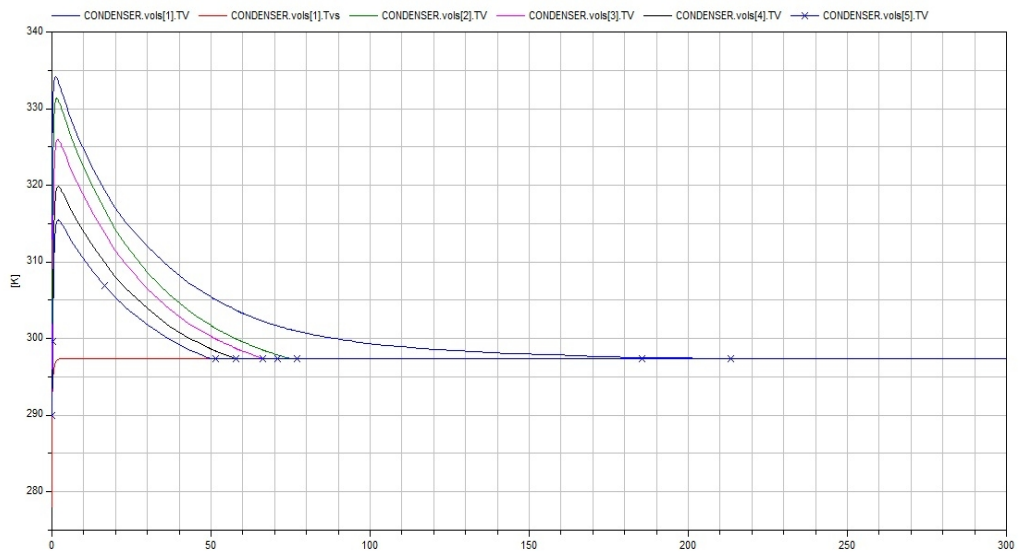


Figura 4.13 test del CONDENSER – temperature di vapore

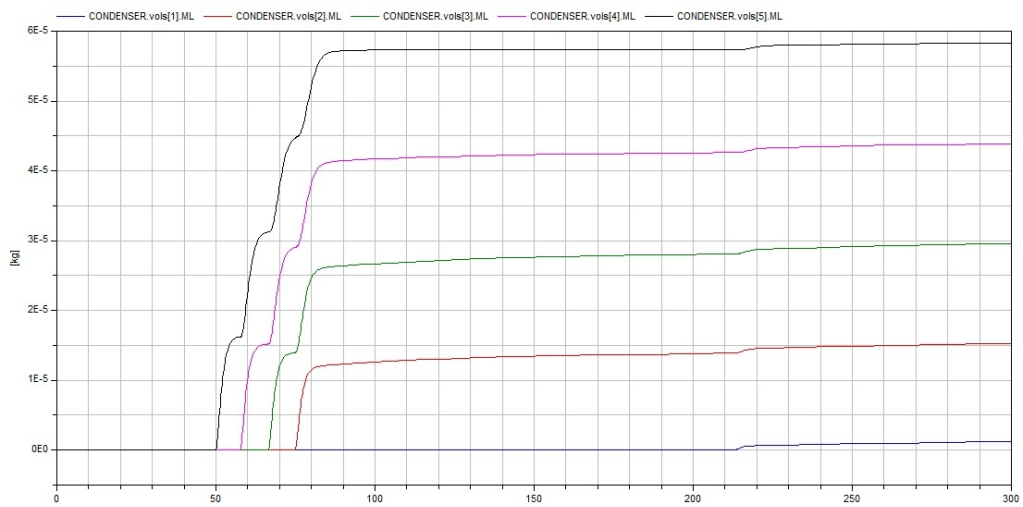


Figura 4.14: test del CONDENSER – masse di liquido

L'andamento delle masse di liquido all'interno degli elementi di accumulo evidenzia la formazione di massa liquida in istanti diversi nei singoli lump. Infine sono stati plottati le entalpie di ingresso e uscita del componente condenser.

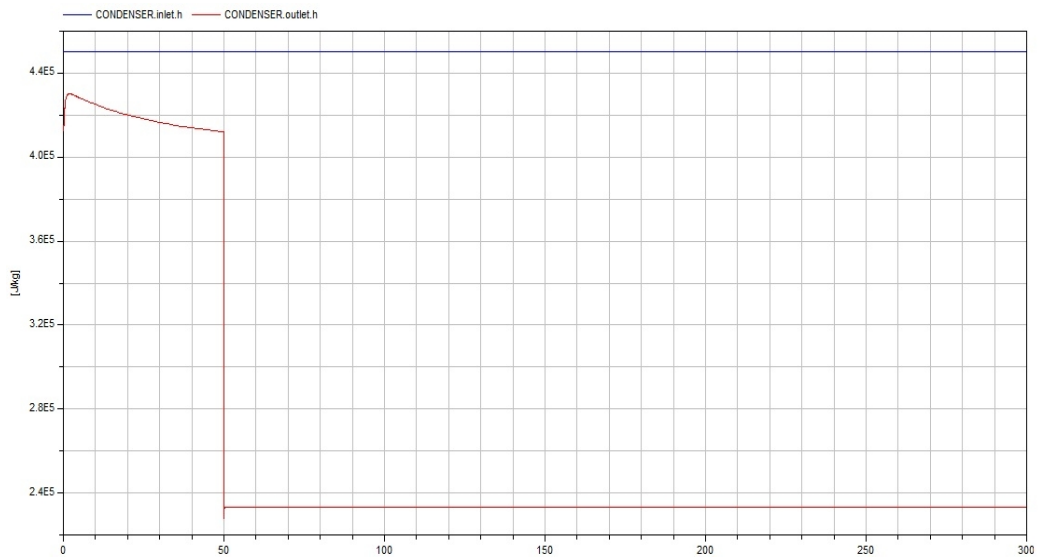


Figura 4.15: test del CONDENSER – entalpia d’ingresso e uscita CONDENSER

4.6 Test circuito aperto

Prima di effettuare la chiusura del circuito si è effettuato un test del circuito aperto, come rappresentato in Figura 4.16:

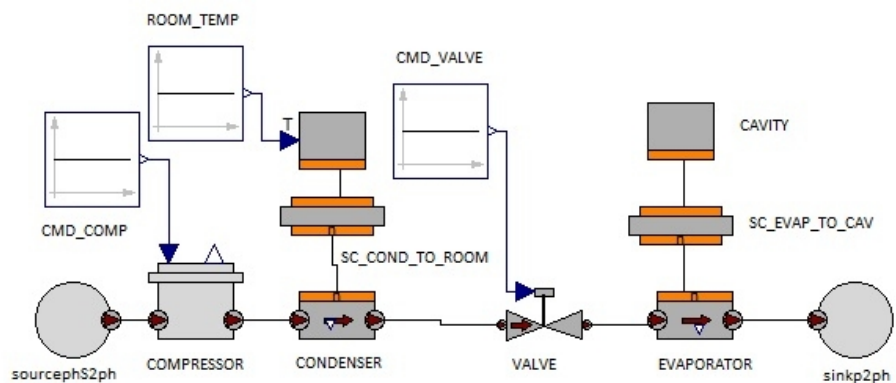


Figura 4.16: test del circuito aperto

Tale circuito è alimentato da una sorgente in pressione e entalpia e il fluido è scaricato dall’evaporatore con pressione fissa, secondo la Tabella 19:

sourcewhS2ph		
Parameter	Value	Description
p	60000 [Pa]	Pressure
h	380000 [J/Kg]	Enthalpy

sinkpS2ph		
Parameter	Value	Description
p	60000 [Pa]	Pressure

Tabella 19: open loop – parametri di sourcewhS2ph e di sinkpS2ph

Le pressioni in ingresso e in uscita del circuito sono identiche, in modo da replicare la condizione di chiusura del sistema.

L'elemento denominato “*cavity*” rappresenta la cavità del frigorifero, che in questa simulazione si suppone riempito di una certa quantità di massa d'aria secca (4.5) a pressione ambiente e all'istante iniziale la temperatura all'interno della cavità è pari a quella ambiente. I suoi parametri sono contenuti in Tabella 20:

cavity		
Parameter	Value	Description
l	1 [m]	width
h	2 [m]	height
d	0.8 [m]	depth
ro	1,2[Kg/m]	density air
cp	1005 [J/(Kg·K)]	specific heat capacity

T_{start}	290 [K]	Initial temperature
-------------	---------	---------------------

Tabella 20: parametri di CAVITY

$$cavity.V = cavity.l \cdot cavity.h \cdot cavity.d = 1 \cdot 2 \cdot 0.8 = 1.6 m^3; \quad (4.5)$$

$$cavity.M = cavity.V \cdot cavity.ro = 1.6 \cdot 1.2 = 1.92 Kg;$$

Tale cavità presenti scambi termici con l'evaporatore, mediante l'elemento scambiante denominato SC_EVAP_TO_CAV, mentre il metallo del condensatore interagisce con l'atmosfera (intesa come ambiente nel quale è ubicato il frigorifero), modellato dal blocco SC_COND_TO_ROOM.

SC_EVAP_TO_CAV		
Parameter	Value	Description
n	5	lumps
S	1 [m ²]	surface
γ	10 [W/m ²]	heat transfer coefficient

SC_COND_TO_ROOM		
Parameter	Value	Description
n	5	lumps
S	2 [m ²]	surface
γ	20 [W/m ²]	heat transfer coefficient

Tabella 21: open loop – parametri di SC_EVAP_TO_CAV e di SC_COND_TO_ROOM

I parametri relativi al condensatore, al compressore e alla valvola di laminazione sono identici a quelli riportati nei rispettivi test singoli descritti in precedenza. Le caratteristiche geometriche dell'evaporatore rimangono invariate, ma si

ipotizza che all'istante iniziale il fluido al suo interno sia vapore surriscaldato al pari del condensatore.

Dalla simulazione si sono riportati i grafici di entalpia (Figura 4.17) e delle pressioni (Figura 4.18) di ingresso e uscita dei vari componenti.

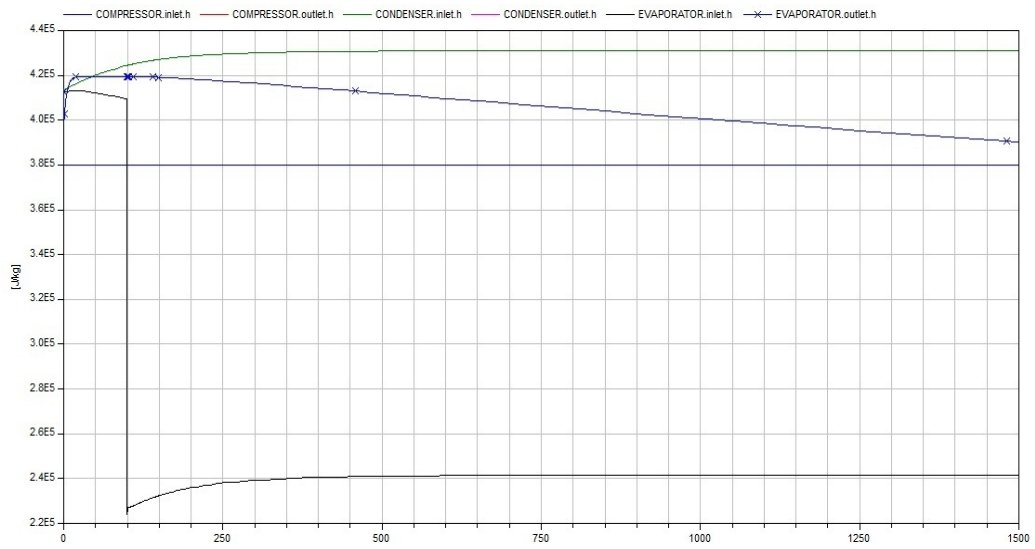


Figura 4.17: open loop – entalpie

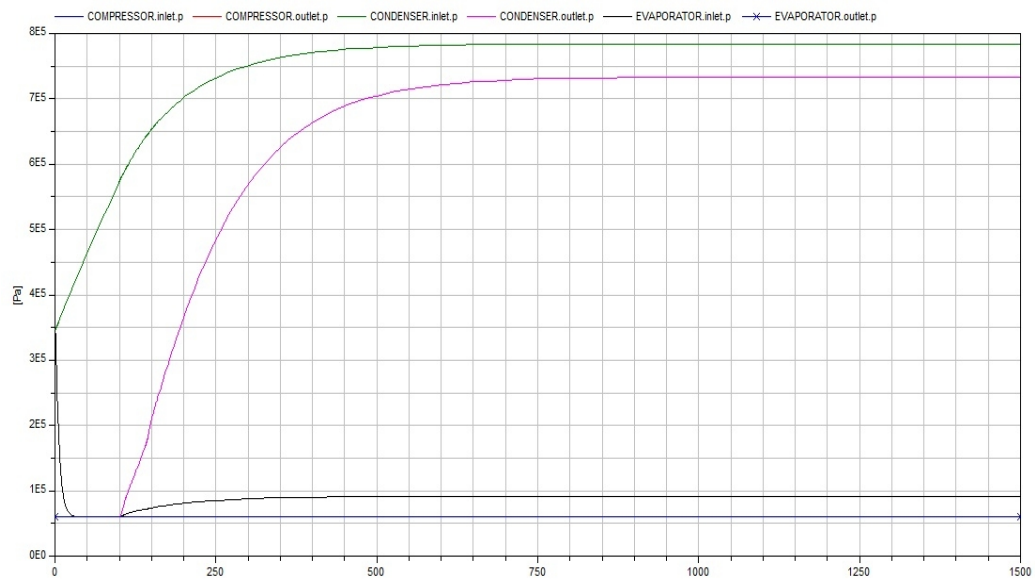


Figura 4.18: open loop – pressioni

È facile notare che il condensatore non presenta massa liquida fino all'istante $t = 100$ s. Da quest'istante in poi, l'entalpia di uscita del condensatori è leggermente al di sotto all'entalpia di liquido saturo riferito alla pressione interna del condensatore stesso. Interessante è verificare l'andamento della temperatura all'interno della cavità, in Figura 4.19.

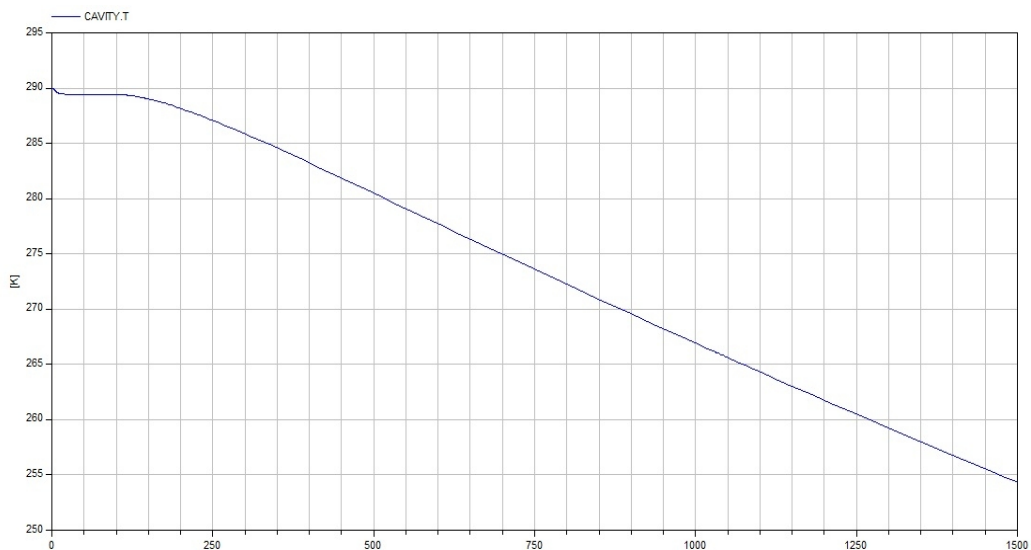


Figura 4.19: temperatura della cavità

La temperatura della massa d'aria contenuta nella cavità all'istante iniziale è giustamente pari a quella impostata, ovvero 290 K. Fintantoché nel condensatore non avviene la condensazione del fluido frigorifero, tale temperatura rimane pressoché invariata. Sfruttando il salto di pressione imposto della valvola di laminazione, la temperatura del fluido all'interno dell'evaporatore diminuisce e di conseguenza, grazie agli scambi termici, anche la temperatura della cavità.

4.7 Test circuito chiuso

Una volta verificata l'esattezza dell'interazione dei componenti nel circuito aperto, è possibile chiudere il circuito con alcune accortezze riguardanti l'inizializzazione dei componenti di accumulo. In particolare si sono inizializzati

sia l'evaporatore, sia il condensatore con la stessa quantità massa, in quanto le dimensioni dei componenti sono identiche e si suppone una distribuzione omogenea all'interno del circuito, e temperature iniziali pari a quella ambiente. Particolare importante sta nel fatto che a compressore spento, il circuito non deve contenere massa liquida e neppure miscela liquido vapore, in quanto, in caso di accensione del compressore, esso deve presentare al suo ingresso solo vapore. La conseguenza è dunque che all'istante iniziale, ovvero in tutti quegli istanti nei quali si ha condizione di compressore spento e i componenti si trovano a temperatura ambiente, all'interno del circuito ci sia solo fluido nello stato di vapore. Risolvendo il sistema (4.6) si possono trovare diverse condizioni iniziali che rispetta tale vincolo:

$$\begin{cases} T_{start} = 290 K; \\ V_{tot} = V_{evap} + V_{cond} = 2 \cdot (\pi \cdot R^2 \cdot L) = 2 \cdot (\pi \cdot 0.021^2 \cdot 2) = 0.00553896 \text{ m}^3; \\ M_{tot} = f_{\rho}(p_{start}, h_{start}) \cdot V_{tot}; \\ T_{start} = f_T(p_{start}, h_{start}); \\ h_{start} > f_{h_{vs}}(p_{start}); \end{cases} \quad (4.6)$$

Si è scelto di inizializzare il circuito complessivo con i seguenti valori:

$$\begin{cases} M_{tot} = 0.09 \text{ Kg}; \\ T_{start} = 290 \text{ K}; \end{cases}$$

che corrisponde ai seguenti valori di entalpia e pressione di inizializzazione:

$$\begin{cases} p_{start} = 345634 \text{ Pa}; \\ h_{start} = 412507 \frac{\text{J}}{\text{Kg}}; \\ f_{h_{vs}}(p_{start}) = 401488 \frac{\text{J}}{\text{Kg}}; \end{cases}$$

Per verifica che in tali condizioni il fluido si trovi in condizioni di vapore, si può confrontare il valore della pressione ricavato precedentemente con quello calcolato secondo la formula dei gas perfetti:

$$p \cdot V_{tot} = n \cdot R \cdot T_{start} \rightarrow p = \frac{n \cdot R \cdot T_{start}}{V_{tot}} = \frac{M_{tot} \cdot R \cdot T_{start}}{m_{mol} \cdot V_{tot}} =$$

$$= \frac{0.09 \cdot 8.314 \cdot 290 \cdot 1000}{102.03 \cdot 0.00553896} = 383967 \text{ Pa};$$

A meno di approssimazioni si possono ritenere sufficientemente simile i valori di pressione.

Le masse e le temperature di fluido con le quali inizializzare gli elementi di accumulo risultano essere pari:

$$M_{evap_{start}} = M_{cond_{start}} = \frac{M_{tot}}{2} = 0.045 \text{ Kg};$$

$$T_{evap_{start}} = T_{cond_{start}} = 290 \text{ K};$$

Detto ciò la Figura 4.20 mostra il sistema in anello chiuso:

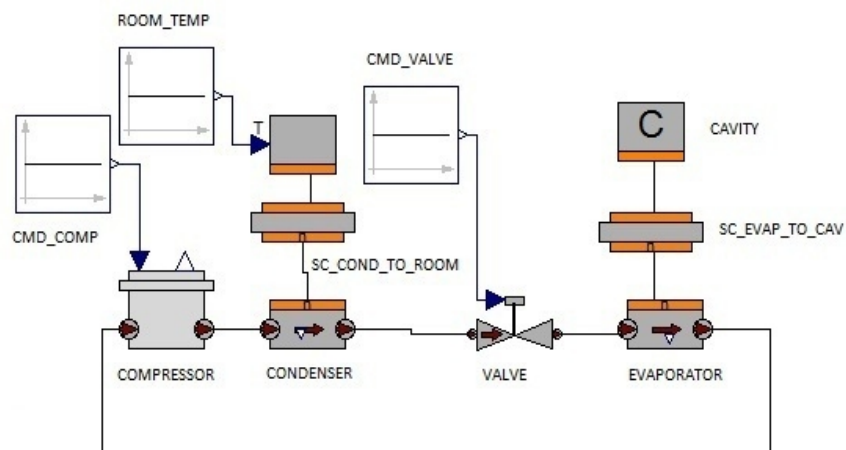


Figura 4.20: test del circuito chiuso

Si presuppone che ROOM_TEMP sia costante a 290 K, mentre si desidera all'interno della cavità (CAVITY) una temperatura di 260 K.

Tale ciclo è semplificato, in quanto non presenta ne fenomeni di surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore, ne tiene conto delle dissipazioni che si ha tra cavità e ambiente. Il ciclo che si vuole rappresentare è quello di Figura 4.21:

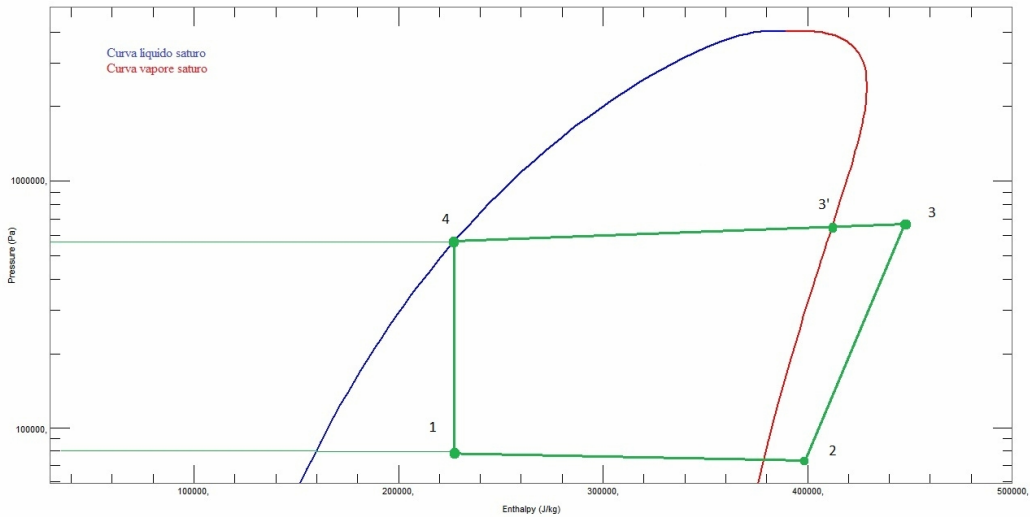


Figura 4.21: ciclo di riferimento

Sono evidenziati i punti caratteristici, con le seguenti coordinate in pressione ed entalpia:

$$\begin{array}{l}
 1 \rightarrow \begin{array}{l} p = 86000 Pa \\ h = 228400 \frac{J}{Kg} \end{array} \quad
 2 \rightarrow \begin{array}{l} p = 84170 Pa \\ h = 395543 \frac{J}{Kg} \end{array} \quad
 3 \rightarrow \begin{array}{l} p = 585914 Pa \\ h = 455070 \frac{J}{Kg} \end{array} \\
 3' \rightarrow \begin{array}{l} p = 581216 Pa \\ h = 410100 \frac{J}{Kg} \end{array} \quad
 4 \rightarrow \begin{array}{l} p = 574000 Pa \\ h = 228100 \frac{J}{Kg} \end{array}
 \end{array}$$

il ciclo opera tra le temperature:

$$T_{\max} = f_{T_{vs}}(581216) = 294K;$$

$$T_{\min} = f_T(86000, 228400) = 244K;$$

La temperatura massima risulta adeguatamente superiore alla temperatura ambiente (supposta a 290 K) e la temperatura minima è sufficientemente inferiore rispetto a quella che si vorrebbe all'interno della cavità (ipotizzata a 260 K). Per effettuare il ciclo di riferimento si sono adeguatamente tarati i parametri dei vari componenti, ricavandoli dai rispettivi test singoli e dal corrispondente sistema in anello aperto. Di seguito sono riportati i grafici dell'andamento delle pressioni e dell'entalpie di ingresso e uscita degli elementi presenti nel ciclo.

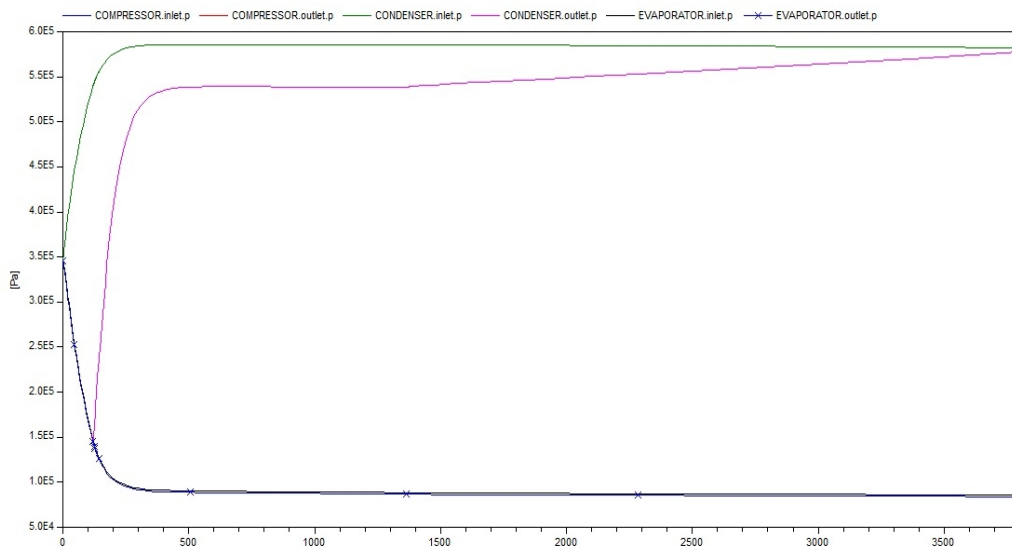


Figura 4.22: closed loop - pressioni

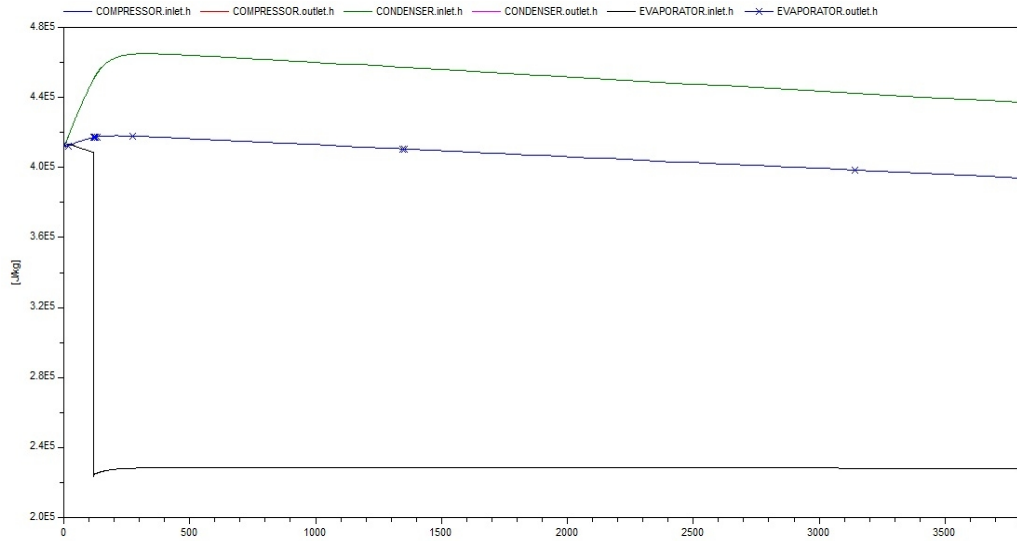


Figura 4.23: closed loop - entalpie

Al tempo di 3600 secondi la temperatura all'interno della cavità raggiunge la temperatura di 260 K.

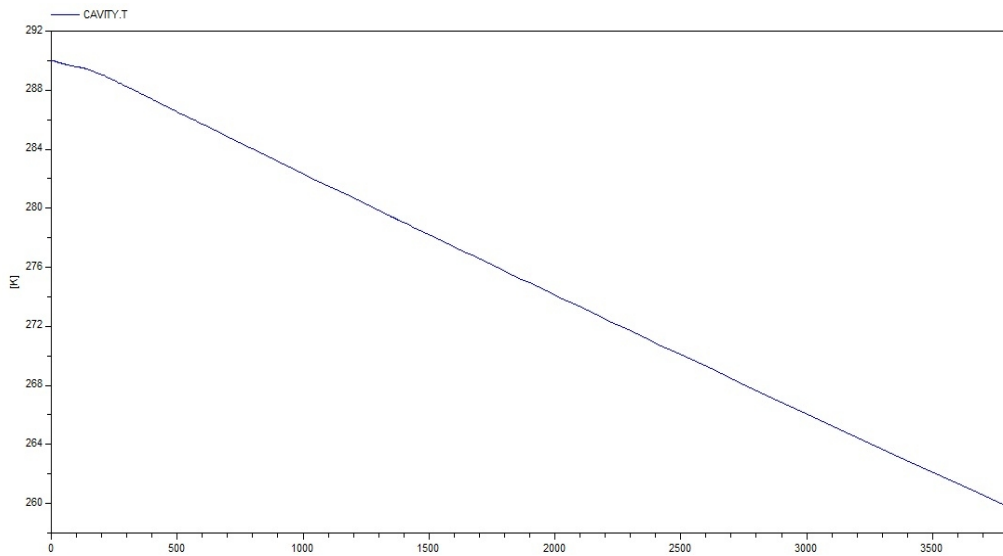


Figura 4.24:closed loop - temperatura cavità

Capitolo 5 Introduzione alla proprietà di reversibilità dei componenti

I componenti progettati nel Capitolo 3 non ammettono reversibilità, ovvero la portata del fluido deve avere segno positivo per le flange definite *inlet* e negativo per le flange di *outlet*. Tale fatto è vero solo nel caso di compressore acceso. Se si dovesse spegnere il compressore, la massa liquida rimanente nel condensatore deve poter evaporare e ripercorrere in senso opposto rispetto al verso d'ingresso il componente scambiante. Il modello non accetta questo. Infatti alla realizzazione di ogni ciclo, il sistema in anello chiuso deve essere resettato ogni qual volta si spenga il compressore per poter eseguire il ciclo successivo. Si è incominciato a ridefinire i componenti sopracitati (distinti con l'aggiunta della sigla “_FR” al corrispettivo nome) in modo che ammettano reversibilità. Tale parte risulta incompleta, non avendo la parte di test. Di seguito è elencato in che modo potrebbero essere realizzati i componenti reversibili.

5.1 Connettori dei componenti reversibili

I connettori dei componenti sono di due tipi, come riporta la Figura 5.1:



Figura 5.1: interfacce del componente reversibile

Le interfacce denominate tipo A_FR e B_FR sono classi contenenti le caratteristiche del fluido definite nel seguente modo:

$$\begin{array}{l}
 \text{componente.A_FR.} \left\{ \begin{array}{l}
 \textit{Pressure } p; \\
 \textit{flow Mass Flow Rate } w; \\
 \textit{input SpecificEnthalpy } h_{AB}; \\
 \textit{output SpecificEnthalpy } h_{BA};
 \end{array} \right. \\
 \\
 \text{componente.B_FR.} \left\{ \begin{array}{l}
 \textit{Pressure } p; \\
 \textit{Mass Flow Rate } w; \\
 \textit{output SpecificEnthalpy } h_{AB}; \\
 \textit{input SpecificEnthalpy } h_{BA};
 \end{array} \right.
 \end{array}$$

Definite tali interfacce è possibile ridefinire i componenti. Per evitare ripetizioni vengono riportate solo il set di equazioni utile a descrivere il funzionamento dell'evaporatore, condensatore, valvola di laminazione e compressore.

5.2 Evaporatore reversibile

Così come per l'elemento non reversibile, l'evaporatore è composto dall'alternanza di $n+1$ elementi di trasporto e n elementi di accumulo del fluido, come mostra la Figura 5.2:

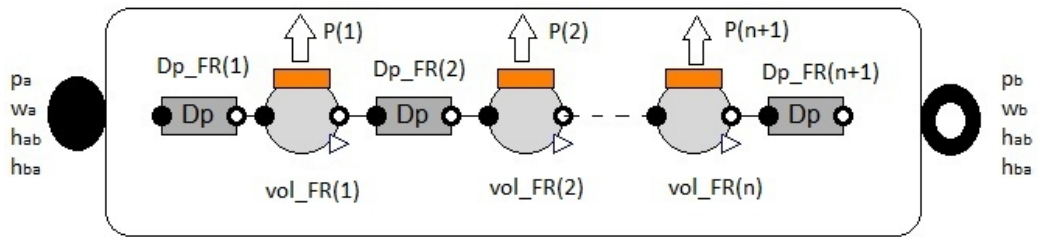


Figura 5.2: schema dell'evaporatore reversibile

Nel complesso il layout dell'evaporatore reversibile è (Figura 5.3):



Figura 5.3: layout dell'evaporatore reversibile

I componenti di trasporto sono denominati “ Dp_{FR} ”, mentre i termini di accumulo sono definiti nei blocchi nominati “ vol_{FR} ”. Si rimanda al paragrafo 3.2 per le considerazioni riguardanti la geometria e l’inizializzazione del componente evaporatore.

5.2.1 Equazioni di accumulo dell'evaporatore reversibile

La Figura 5.4 rappresenta il generico componente di accumulo i -esimo per l'evaporatore reversibile:



Figura 5.4: generico elemento di accumulo i -esimo per l'evaporatore reversibile

Le variabili di stato considerate sono:

$$\left\{ \begin{array}{l} M(t) : \text{massa del fluido;} \\ h_{a_BA}(t) : \text{entalpia specifica fluido in a proveniente da B e diretto a A;} \\ h_{b_AB}(t) : \text{entalpia specifica fluido in b proveniente da A e diretto a B;} \\ T(t) : \text{temperatura fluido;} \end{array} \right.$$

L'equazione di bilancio di massa è:

$$\text{der}(\text{vol_FR}(i).M) = \text{vol_FR}(i).w_a + \text{vol_FR}(i).w_b;$$

Non essendoci cadute di pressione si può scrivere:

$$\text{vol_FR}(i).p_a = \text{vol_FR}(i).p_b;$$

La massa di refrigerante all'interno del singolo elemento di accumulo è definita da:

$$\text{vol_FR}(i).M = f_\rho(\text{vol_FR}(i).p_o, \text{vol_FR}(i).h) \cdot \text{vol_FR}(i).V;$$

dove:

$$\text{vol_FR}(i).V = \pi \cdot R^2 \cdot \frac{L}{n};$$

e le equazioni di bilancio di energia sono:

$$\begin{aligned} \text{vol_FR}(i).E &= f_\rho(\text{vol_FR}(i).p_a, \text{vol_FR}(i).h) \cdot \text{vol_FR}(i).V \cdot f_e(\text{vol_FR}(i).p_a, \text{vol_FR}(i).h); \\ \text{der}(\text{vol_FR}(i).E) &= \text{vol_FR}(i).w_a \cdot (\text{if } \text{vol_FR}(i).w_a > 0 \text{ then } \text{vol_FR}(i).h_{a_AB} \text{ else } h) + \\ &\quad \text{vol_FR}(i).w_b \cdot (\text{if } \text{vol_FR}(i).w_b > 0 \text{ then } \text{vol_FR}(i).h_{b_BA} \text{ else } h) + \\ &\quad \text{vol_FR}(i).wall.P; \end{aligned}$$

e si definisce l'entalpia del fluido contenuto nell'elemento di accumulo come:

$$\text{vol_FR}.h_{a_BA} = h;$$

$$\text{vol_FR}.h_{b_AB} = h;$$

Così come per l'evaporatore non reversibile, si suppone trascurabile la massa del metallo e pertanto si può scrivere:

$$vol_FR(i).wall.T = vol_FR(i).T;$$

5.2.2 Elemento di trasporto dell'evaporatore reversibile

Per gli elementi di trasporto dell'evaporatore reversibili, contenute nel blocco "Dp_FR" si consideri la Figura 5.5:

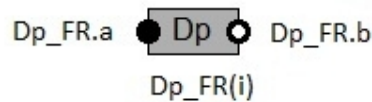


Figura 5.5: blocco i-esimo equazioni di trasporto dell'evaporatore reversibile

Tale blocco è caratterizzato da una flangia di tipo A_FR e una di tipo B_FR . Le equazioni per il trasporto del vapore sono:

$$Dp_FR(i).w_a + Dp_FR(i).w_b = 0;$$

$$Dp_FR(i).h_{a_AB} = Dp_FR(i).h_{b_AB};$$

$$Dp_FR(i).h_{a_BA} = Dp_FR(i).h_{b_BA};$$

Le cadute di pressione dell'evaporatore dovute alle perdite per attrito sono direttamente proporzionali alla portata massica e si può scrivere:

$$Dp_FR(i).p_a - Dp_FR(i).p_b = \frac{Dp_FR(i).\Delta p_{nom}}{Dp_FR(i).w_{nom}} \cdot Dp_FR(i).w_a;$$

5.3 Compressore reversibile

Di per sé il compressore per come è fisicamente realizzato, non permette la reversibilità. Si è costretti a ridefinire tale componente in modo reversibile, in

quanto si deve comunque connettere sia al condensatore sia all'evaporatore ridefiniti reversibili. Pertanto si consideri la Figura 5.6:

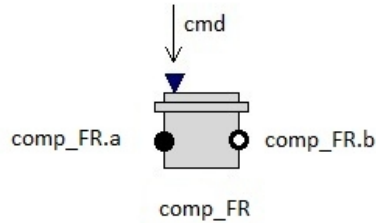


Figura 5.6: layout del compressore reversibile

Le due flange sono una di tipo A_{FR} e una di tipo B_{FR} , mentre il comando cmd ha la stessa funzione descritta nel capitolo 3.3.

Trascurando l'accumulo di massa, si può scrivere:

$$comp_FR.w_a = comp_FR.w_b;$$

la portata volumetrica q è:

$$comp_FR.q + T_{comp} \cdot der(comp_FR.q) = comp_FR.cmd \cdot comp_FR.q_{max};$$

mentre la portata massica w_a è legata a quella volumetrica tramite la funzione di densità:

$$comp_FR.w_a = f_{\rho}(comp_FR.p_a, comp_FR.h_{a_AB}) \cdot comp_FR.q;$$

così come per il componente non reversibile, anche il compressore reversibile esegue una trasformazione isoentropica del fluido:

$$f_s(comp_FR.p_a, comp_FR.h_{a_AB}) = f_s(comp_FR.p_b, comp_FR.h_{b_AB});$$

La relazione seguente permette di terminare il set di equazioni per questo componente:

$$comp_FR.h_{a_BA} = comp_FR.h_{b_BA};$$

5.4 Valvola di laminazione reversibile

La valvola di laminazione reversibile è rappresentata in Figura 5.7:

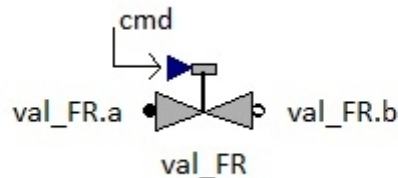


Figura 5.7: layout della valvola di laminazione reversibile

Tale componente ha due flange, $val_FR.a$ di tipo A_FR e $val_FR.b$ di tipo B_FR e un comando esterno cmd .

Essendo la valvola un componente che non permette accumulo di massa ed esegue una trasformazione isoentalpica, si possono scrivere:

$$val_FR.w_a = val_FR.w_b;$$

$$val_FR.h_{a_AB} = val_FR.h_{b_AB};$$

$$val_FR.h_{a_BA} = val_FR.h_{b_BA};$$

mentre il legame tra la pressione ai capi della valvola è legata dalla portata tramite la seguente relazione:

$$val_FR.w_a = c_{val} \cdot val_FR.x \cdot \sqrt{val_FR.p_a - val_FR.p_b};$$

5.5 Condensatore reversibile

Come nel capitolo 3.5, il condensatore è formato da n elementi di accumulo, $n+1$ elementi per il trasporto del liquido “ T_L_FR ” e $n+1$ blocchi per il trasporto del vapore” Dp_FR ”, come mostra la Figura 5.8:

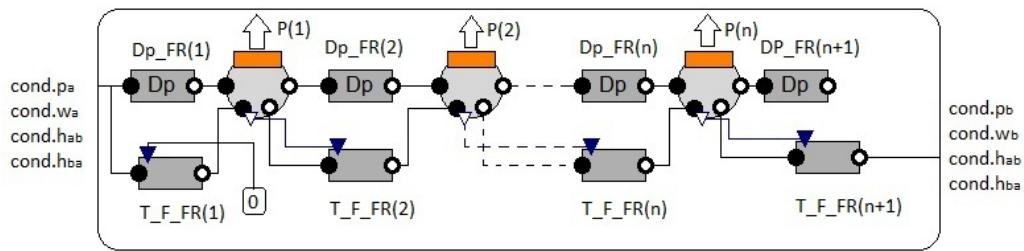


Figura 5.8: schema del condensatore reversibile

Anche per la versione del condensatore reversibile si è utilizzata la stessa geometria e inizializzazione dello stesso componente non reversibile (capitolo 3.5). Il layout di tale componente è contenuto in Figura 5.9. Di seguito sono elencate le equazioni sia di accumulo sia di trasporto del condensatore reversibile.



Figura 5.9: layout del condensatore reversibile

5.5.1 Equazioni di accumulo del condensatore reversibile

Il blocco che contiene le equazioni di accumulo del condensatore reversibile è denominato “ $vol(i)_TF$ ” ed è rappresentato in Figura 5.10:

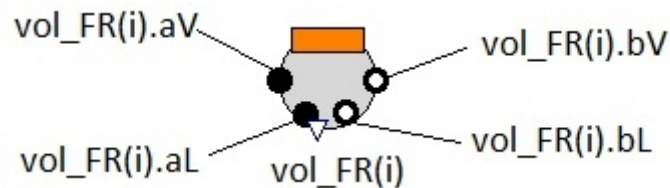


Figura 5.10: elemento i-esimo dell'elemento di accumulo del condensatore reversibile

Tale componente presenta due flange di tipo A_{FR} , una dedicata al vapore e una al liquido, rispettivamente $vol_{FR}(i).aV$ e $vol_{FR}(i).aL$ e due flange di tipo B_{FR} , ognuna per i due stati nel quale si trova il fluido contenuto nell'elemento

accumulatore soggetto di questo capitolo ($vol_FR(i).bV$ e $vol_FR(i).bL$). Naturalmente $vol_FR.wall$ è l'interfaccia dedicata allo scambio termico tra il metallo del condensatore e l'ambiente. È presente anche un'uscita ausiliaria denominata $vol_FR(i).ML$, con la quale è possibile estrapolare la quantità di liquido contenuta in ogni volume $vol_FR(i)$.

Le variabili di stato sono le seguenti:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_V(t) : \text{massa del vapore;} \\ M_L(t) : \text{massa del liquido;} \\ h_{aV_BA}(t) : \text{entalpia di vapore al connettore } a_V, \text{ con il fluido diretto da } b_V \text{ ad } a_V; \\ h_{bV_AB}(t) : \text{entalpia di vapore al connettore } b_V, \text{ con senso del fluido da } a_V \text{ a } b_V; \\ h_{aL_BA}(t) : \text{entalpia di liquido al connettore } a_V, \text{ con il fluido diretto da } b_V \text{ ad } a_V; \\ h_{bL_AB}(t) : \text{entalpia di liquido al connettore } b_V, \text{ con senso del fluido da } a_V \text{ a } b_V; \\ T_V(t) : \text{temperatura del vapore;} \\ T_L(t) : \text{temperatura del liquido;} \\ T_M(t) : \text{temperatura del metallo;} \end{array} \right.$$

Così come per il condensatore non reversibile, il volume fisico del componente si ipotizza pari al volume di vapore contenuto nel suo interno:

$$vol_FR(i).V = \pi \cdot R^2 \cdot \frac{L}{n};$$

$$vol_FR(i).V = V_V;$$

Le cadute sono nulle ai capi dell'elemento di accumulo, in modo da rendere corretto:

$$vol_FR(i).p_{a_V} = vol_FR(i).p_{b_V};$$

$$vol_FR(i).p_{a_L} = vol_FR(i).p_{b_L};$$

$$vol(i).p_{a_V} = vol(i).p_{a_L};$$

Mentre le equazioni delle entalpia di vapore e di liquido sono:

$$\begin{aligned}
vol_FR(i).h_V &= vol_FR(i).h_{a_V_BA}; \\
vol_FR(i).h_V &= vol_FR(i).h_{b_V_AB}; \\
vol_FR(i).h_L &= vol_FR(i).h_{a_L_BA}; \\
vol_FR(i).h_L &= vol_FR(i).h_{b_L_AB};
\end{aligned}$$

Per redigere le equazioni di bilancio della massa di liquido e di vapore si consideri la Figura 5.11:

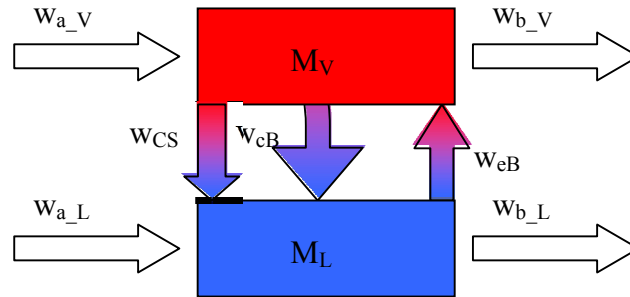


Figura 5.11: schema delle portate del condensatore reversibile

Le derivate della massa di vapore e di liquido sono quindi:

$$\begin{aligned}
der(vol_FR(i).M_V) &= vol_FR(i).w_{a_V} + vol_FR(i).w_{b_V} - vol_FR(i).w_{cB} + vol_FR(i).w_{eB} \\
&\quad - vol_FR(i).w_{cS};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
der(vol_FR(i).M_L) &= vol_FR(i).w_{a_L} + vol_FR(i).w_{b_L} + vol_FR(i).w_{cB} - vol_FR(i).w_{eB} \\
&\quad + vol_FR(i).w_{cS};
\end{aligned}$$

dove, oltre alla già citata portata di condensazione dovuta all'effetto bulk w_{cB} , è stata introdotta una portata di ebollizione w_{eB} , anch'essa dovuta all'effetto bulk.

$$vol_FR(i).w_{cB} = vol_FR(i).M_V \cdot \left(\frac{1 - f_x(vol_FR(i).p_{a_V}, vol_FR(i).h_V)}{T_{cB}} \right);$$

$$vol_FR(i).w_{eB} = vol_FR(i).M_L \cdot \left(\frac{f_x(vol_FR(i).p_{a_L}, vol_FR(i).h_L)}{T_{eB}} \right);$$

e permane come nel condensatore non reversibile, la portata dovuta alla condensazione superficiale:

$$vol_FR(i).w_{CS} = k \cdot (f_T(vol(i)_FR.p_{a_V}, vol(i).h_V) - f_T(vol(i).p_{a_L}, vol(i).h_L));$$

infine la massa di vapore è data della seguente equazione:

$$vol_FR(i).M_V = vol_FR(i).V \cdot f_\rho(vol_FR(i).p_{a_V}, vol_FR(i).h_V);$$

Le equazioni di bilancio termico di vapore e di liquido sono:

$$der(vol_FR(i).E_V) =$$

$$vol_FR(i).w_{a_V} \cdot (if\ vol_FR(i).w_{a_V} > 0\ then\ vol_FR(i).h_{a_V_AB}\ else\ vol_FR(i).h_V) \\ + vol_FR(i).w_{b_V} \cdot (if\ vol_FR(i).w_{b_V} > 0\ then\ vol_FR(i).h_{b_V_BA}\ else\ vol_FR(i).h_V) \\ - vol_FR(i).P_{CS} + vol_FR(i).P_{eB} - vol_FR(i).P_{cB} - vol_FR(i).P_{VM} - vol_FR(i).P_{VL};$$

$$der(vol_FR(i).E_L) =$$

$$vol_FR(i).w_{a_L} \cdot (if\ vol_FR(i).w_{a_L} > 0\ then\ vol_FR(i).h_{a_L_AB}\ else\ vol_FR(i).h_L) \\ + vol_FR(i).w_{b_L} \cdot (if\ vol_FR(i).w_{b_L} > 0\ then\ vol_FR(i).h_{b_L_BA}\ else\ vol_FR(i).h_L) \\ + vol_FR(i).P_{CS} - vol_FR(i).P_{eB} + vol_FR(i).P_{cB} + vol_FR(i).P_{VL} - vol_FR(i).P_{LM};$$

L'equazione di bilancio di energia riferito al metallo è:

$$cp_M \cdot \frac{M_M}{n} \cdot der(vol_FR(i).T_M) = vol_FR(i).P_{LM} + vol_FR(i).P_{VL} + wall(i).P;$$

i termini di scambio termico P_{LM} , P_{VL} , P_{VM} hanno la stessa forma dei termini corrispettivi del capitolo 3.5.1, mentre:

$$- vol_FR(i).P_{eB} = vol_FR(i).w_{eB} \cdot f_{h_{vs}}(vol_FR(i).p_{a_V}, vol_FR(i).h_V);$$

quantità di calore dovuta alla portata di ebollizione w_{eB} ;

$$- vol_FR(i).P_{cB} = vol_FR(i).w_{cB} \cdot f_{h_{is}}(vol_FR(i).p_{a_L}, vol_FR(i).h_L);$$

quantità di calore dovuta alla portata di condensazione w_{cB} ;

$$\begin{aligned}
 & \text{vol_FR}(i).P_{CS} = \text{vol_FR}(i).w_{CS} \cdot \\
 - & \quad (\text{if } \text{vol_FR}(i).w_{CS} > 0 \text{ then } f_{hVS}(\text{vol_FR}(i).p_{a_V}, \text{vol_FR}(i).h_V) \\
 & \quad \text{else } f_{hLS}(\text{vol_FR}(i).p_{a_L}, \text{vol_FR}(i).h_L)):
 \end{aligned}$$

quantità di calore dovuta alla portata di condensazione superficiale.

Naturalmente l'energia interna per il vapore e il liquido vale rispettivamente:

$$\text{vol_FR}(i).E_V = \text{vol_FR}(i).M_V \cdot f_e(\text{vol_FR}(i).p_{a_V}, \text{vol}(i).h_V);$$

$$\text{vol_FR}(i).E_L = \text{vol_FR}(i).M_L \cdot f_e(\text{vol_FR}(i).p_{a_L}, \text{vol}(i).h_L);$$

Come nel caso del condensatore non reversibile, si eguaglia la temperatura del metallo alla temperatura esterna:

$$\text{vol_FR}(i).T_M = \text{wall}(i).T;$$

5.5.2 Equazioni di trasporto del condensatore reversibile

La Figura 5.12 rappresenta gli elementi di trasporto del condensatore reversibile di vapore e di liquido.

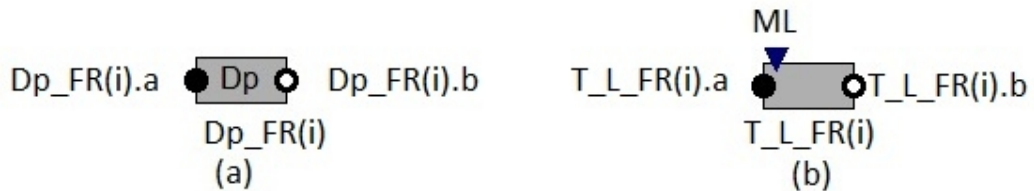


Figura 5.12: elemento i-esimo di trasporto di vapore (a) e di liquido del condensatore reversibile

Per il trasporto del vapore del condensatore reversibile si rimanda al capitolo 5.2.2, mentre le equazioni del trasporto di liquido sono:

$$T_{L_FR}(i).w_a + T_{L_FR}(i).w_b = 0;$$

$$T_{L_TF}.h_{a_AB} = T_{L_TF}.h_{b_AB};$$

$$T_{L_FR}(i).h_{a_BA} = T_{L_FR}(i).h_{b_BA};$$

$$T_{L_FR}(i).w_a = \frac{T_{L_FR}(i).ML}{T_{ML}};$$

Dove T_{ML} è il tempo di deflusso del liquido contenuto nell'elemento di accumulo connesso a monte.

Capitolo 6 Conclusioni

In questo lavoro di tesi sono state affrontate le tematiche relative alla realizzazione di una libreria in Dymola utile per la composizione di un ciclo frigorifero a compressione di vapore.

6.1 Lavoro svolto

Partendo dallo studio teorico dei fluidi frigorigeni e del ciclo frigorifero ideale, sono state definite le funzioni di alcune proprietà di saturazioni e di generici specifici punti di stato del fluido frigorigeno R134-a.

Successivamente sono stati implementati i modelli dei componenti che realizzano il ciclo frigorifero, stilando opportune equazioni dinamiche.

Il test è stato effettuato per l'evaporatore, il compressore la valvola di laminazione e infine sull'evaporatore, sia per il circuito completo connettendo i componenti in modo appropriato e chiudendo il circuito, verificando che il comportamento simulato fosse concorde con quanto ipotizzato.

Infine è stata introdotta la proprietà di reversibilità per ogni singoli componenti. Tale parte risulta incompleta, in quanto risulta mancante la parte di testing, ma può essere comunque considerata come una buona base per un futuro sviluppo della libreria.

Appendice A: dati saturazione R134-a

Pressure [Pa]	Liquid Enthalpy $\left[\frac{J}{Kg}\right]$	Vapor Enthalpy $\left[\frac{J}{Kg}\right]$	Temperature [K]	Liquid Density $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$	Vapor Density $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$	Liquid int. Energy $\left[\frac{J}{Kg \cdot K}\right]$	Vapor int Energy $\left[\frac{J}{Kg \cdot K}\right]$	Vapor Entropy $\left[\frac{J}{Kg \cdot K}\right]$
60000	152000	375940	236,22	1408,8	3,2131	151960	357270	1760,1
80000	159370	379620	242,03	1391,7	4,2096	159310	360610	1752,8
100000	165440	382600	246,79	1377,5	5,1932	165370	363340	1747,5
120000	170650	385120	250,84	1365,3	6,1677	170560	365670	1743,5
140000	175240	387320	254,39	1354,5	7,1353	175140	367700	1740,2
160000	179370	389270	257,56	1344,7	8,0979	179250	369510	1737,6
180000	183130	391020	260,44	1335,7	9,0566	183000	371150	1735,3
200000	186600	392620	263,07	1327,4	10,012	186450	372640	1733,4
220000	189820	394090	265,51	1319,6	10,966	189650	374020	1731,7
240000	192830	395440	267,78	1312,3	11,918	192650	375300	1730,3
260000	195670	396700	269,91	1305,4	12,869	195470	376500	1729
280000	198350	397890	271,92	1298,8	13,82	198140	377620	1727,8
300000	200900	399000	273,82	1292,6	14,77	200670	378680	1726,7
320000	203340	400040	275,63	1286,5	15,721	203090	379690	1725,7
340000	205660	401030	277,35	1280,8	16,671	205400	380640	1724,9
360000	207900	401970	278,99	1275,2	17,623	207610	381540	1724
380000	210040	402870	280,57	1269,9	18,575	209740	382410	1723,3
400000	212110	403720	282,08	1264,7	19,529	211790	383240	1722,6
420000	214110	404530	283,54	1259,6	20,483	213780	384030	1721,9
440000	216040	405310	284,94	1254,7	21,439	215690	384790	1721,3
460000	217920	406060	286,3	1250	22,397	217550	385520	1720,7
480000	219730	406780	287,61	1245,3	23,356	219350	386230	1720,2

500000	221500	407470	288,88	1240,8	24,317	221100	386910	1719,7
520000	223220	408140	290,12	1236,3	25,28	222800	387570	1719,2
540000	224900	408780	291,32	1232	26,246	224460	388200	1718,7
560000	226530	409400	292,48	1227,8	27,213	226070	388820	1718,3
580000	228120	409990	293,62	1223,6	28,183	227650	389410	1717,9
600000	229680	410570	294,72	1219,5	29,155	229190	389990	1717,5
620000	231210	411130	295,8	1215,5	30,129	230700	390550	1717,1
640000	232700	411670	296,85	1211,6	31,106	232170	391100	1716,7
660000	234160	412200	297,88	1207,7	32,086	233610	391630	1716,3
680000	235590	412700	298,88	1203,9	33,068	235020	392140	1716
700000	236990	413200	299,86	1200,2	34,054	236410	392640	1715,6
720000	238370	413680	300,82	1196,5	35,042	237770	393130	1715,3
740000	239720	414140	301,77	1192,9	36,033	239100	393600	1715
760000	241050	414590	302,69	1189,3	37,027	240410	394070	1714,7
780000	242360	415030	303,59	1185,7	38,025	241700	394520	1714,3
800000	243650	415460	304,48	1182,2	39,025	242970	394960	1714
820000	244910	415880	305,35	1178,8	40,029	244210	395390	1713,7
840000	246160	416280	306,2	1175,4	41,036	245440	395810	1713,5
860000	247380	416670	307,04	1172	42,047	246650	396220	1713,2
880000	248590	417060	307,87	1168,7	43,061	247840	396620	1712,9
900000	249780	417430	308,68	1165,4	44,078	249010	397010	1712,6
920000	250950	417790	309,47	1162,1	45,1	250160	397400	1712,3
940000	252110	418150	310,26	1158,9	46,125	251300	397770	1712,1
960000	253250	418500	311,03	1155,7	47,153	252420	398140	1711,8
980000	254380	418830	311,79	1152,5	48,186	253530	398490	1711,5
1000000	255500	419160	312,54	1149,3	49,222	254630	398850	1711,3
1020000	256600	419480	313,27	1146,2	50,263	255710	399190	1711

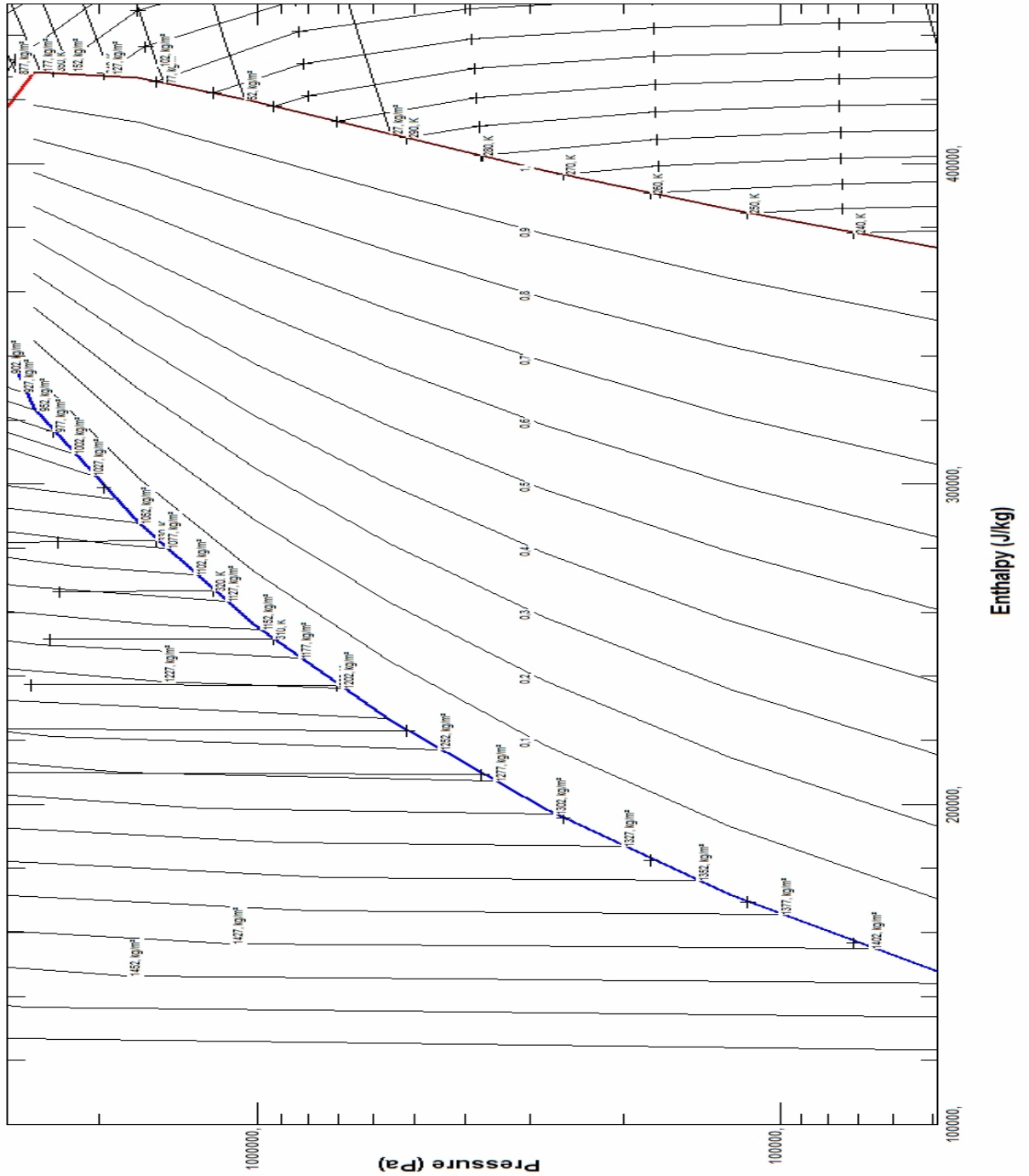
1040000	257680	419800	314	1143,1	51,307	256770	399530	1710,8
1060000	258760	420100	314,72	1140	52,355	257830	399850	1710,5
1080000	259820	420400	315,42	1137	53,408	258870	400180	1710,2
1100000	260870	420690	316,12	1134	54,465	259900	400490	1710
1120000	261900	420970	316,81	1131	55,526	260910	400800	1709,7
1140000	262930	421250	317,48	1128	56,591	261920	401110	1709,5
1160000	263950	421520	318,15	1125	57,661	262920	401400	1709,2
1180000	264950	421780	318,81	1122,1	58,736	263900	401690	1709
1200000	265950	422040	319,46	1119,2	59,815	264880	401980	1708,7
1220000	266930	422290	320,11	1116,3	60,898	265840	402260	1708,5
1240000	267910	422540	320,74	1113,4	61,986	266790	402530	1708,2
1260000	268870	422780	321,37	1110,5	63,079	267740	402800	1708
1280000	269830	423010	321,99	1107,7	64,177	268680	403070	1707,7
1300000	270780	423240	322,61	1104,8	65,28	269600	403320	1707,5
1320000	271720	423460	323,21	1102	66,388	270520	403580	1707,2
1340000	272650	423680	323,81	1099,2	67,501	271430	403830	1707
1360000	273580	423890	324,41	1096,4	68,619	272340	404070	1706,7
1380000	274490	424090	324,99	1093,6	69,742	273230	404310	1706,5
1400000	275400	424300	325,57	1090,9	70,87	274120	404540	1706,2
1420000	276300	424490	326,15	1088,1	72,004	275000	404770	1705,9
1440000	277200	424680	326,71	1085,3	73,144	275870	405000	1705,7
1460000	278080	424870	327,28	1082,6	74,288	276740	405220	1705,4
1480000	278970	425050	327,83	1079,9	75,439	277590	405430	1705,2
1500000	279840	425230	328,38	1077,2	76,595	278450	405640	1704,9
1520000	280710	425400	328,93	1074,5	77,757	279290	405850	1704,6
1540000	281570	425570	329,47	1071,8	78,925	280130	406050	1704,4
1560000	282420	425730	330	1069,1	80,099	280960	406250	1704,1

1580000	283270	425890	330,53	1066,4	81,278	281790	406450	1703,8
1600000	284110	426040	331,06	1063,7	82,464	282610	406640	1703,6
1620000	284950	426190	331,58	1061,1	83,656	283430	406830	1703,3
1640000	285780	426340	332,09	1058,4	84,855	284230	407010	1703
1660000	286610	426480	332,6	1055,7	86,06	285040	407190	1702,7
1680000	287430	426620	333,11	1053,1	87,271	285840	407370	1702,4
1700000	288250	426750	333,61	1050,5	88,489	286630	407540	1702,2
1720000	289060	426880	334,1	1047,8	89,714	287420	407710	1701,9
1740000	289870	427010	334,59	1045,2	90,945	288200	407870	1701,6
1760000	290670	427130	335,08	1042,6	92,184	288980	408030	1701,3
1780000	291460	427240	335,57	1040	93,429	289750	408190	1701
1800000	292260	427360	336,05	1037,3	94,682	290520	408350	1700,7
1820000	293040	427470	336,52	1034,7	95,941	291290	408500	1700,4
1840000	293830	427570	336,99	1032,1	97,209	292040	408640	1700,1
1860000	294610	427670	337,46	1029,5	98,483	292800	408790	1699,8
1880000	295380	427770	337,92	1026,9	99,765	293550	408930	1699,5
1900000	296150	427870	338,38	1024,3	101,06	294300	409060	1699,2
1920000	296920	427960	338,84	1021,7	102,35	295040	409200	1698,9
1940000	297680	428040	339,29	1019,1	103,66	295780	409330	1698,6
1960000	298440	428130	339,74	1016,5	104,97	296520	409450	1698,2
1980000	299200	428200	340,19	1014	106,29	297250	409580	1697,9
2000000	299950	428280	340,63	1011,4	107,63	297980	409700	1697,6
2020000	300700	428350	341,07	1008,8	108,96	298700	409810	1697,3
2040000	301450	428420	341,51	1006,2	110,31	299420	409930	1696,9
2060000	302190	428490	341,94	1003,6	111,67	300140	410040	1696,6
2080000	302930	428550	342,37	1001	113,03	300850	410140	1696,2
2100000	303670	428600	342,79	998,43	114,41	301560	410250	1695,9

2120000	304400	428660	343,22	995,84	115,79	302270	410350	1695,5
2140000	305130	428710	343,64	993,25	117,18	302970	410450	1695,2
2160000	305860	428760	344,05	990,66	118,59	303680	410540	1694,8
2180000	306580	428800	344,47	988,07	120	304370	410630	1694,5
2200000	307300	428840	344,88	985,47	121,42	305070	410720	1694,1
2220000	308020	428870	345,29	982,88	122,85	305760	410800	1693,7
2240000	308740	428910	345,69	980,28	124,3	306450	410890	1693,4
2260000	309450	428940	346,1	977,68	125,75	307140	410960	1693
2280000	310160	428960	346,5	975,08	127,22	307820	411040	1692,6
2300000	310870	428980	346,89	972,47	128,69	308510	411110	1692,2
2320000	311580	429000	347,29	969,86	130,18	309180	411180	1691,8
2340000	312280	429020	347,68	967,25	131,67	309860	411250	1691,4
2360000	312980	429030	348,07	964,63	133,18	310540	411310	1691
2380000	313680	429040	348,46	962	134,7	311210	411370	1690,6
2400000	314380	429040	348,84	959,38	136,24	311880	411420	1690,2
2420000	315080	429040	349,22	956,74	137,78	312550	411480	1689,8
2440000	315770	429040	349,6	954,1	139,34	313210	411530	1689,4
2460000	316460	429030	349,98	951,46	140,91	313880	411570	1688,9
2480000	317150	429020	350,35	948,81	142,49	314540	411610	1688,5
2500000	317840	429010	350,73	946,15	144,09	315200	411650	1688,1
2520000	318530	428990	351,1	943,48	145,7	315860	411690	1687,6
2540000	319210	428970	351,47	940,81	147,32	316520	411720	1687,2
2560000	319900	428940	351,83	938,13	148,96	317170	411750	1686,7
2580000	320580	428910	352,19	935,44	150,61	317820	411780	1686,3
2600000	321260	428880	352,56	932,74	152,28	318470	411800	1685,8
2620000	321940	428840	352,91	930,04	153,96	319130	411820	1685,3
2640000	322620	428800	353,27	927,32	155,66	319770	411840	1684,8

2660000	323300	428750	353,63	924,59	157,37	320420	411850	1684,3
2680000	323970	428710	353,98	921,86	159,1	321070	411860	1683,8
2700000	324650	428650	354,33	919,11	160,85	321710	411870	1683,3
2720000	325320	428600	354,68	916,35	162,61	322360	411870	1682,8
2740000	326000	428530	355,02	913,58	164,39	323000	411870	1682,3
2760000	326670	428470	355,37	910,8	166,19	323640	411860	1681,8
2780000	327340	428400	355,71	908	168,01	324280	411850	1681,3
2800000	328010	428330	356,05	905,19	169,84	324920	411840	1680,7
2820000	328680	428250	356,39	902,37	171,7	325560	411820	1680,2
2840000	329350	428170	356,73	899,53	173,57	326200	411800	1679,6
2860000	330020	428080	357,06	896,67	175,47	326830	411780	1679,1
2880000	330690	427990	357,39	893,8	177,38	327470	411750	1678,5
2900000	331360	427890	357,73	890,92	179,32	328110	411720	1677,9
2920000	332030	427790	358,05	888,01	181,28	328740	411680	1677,3
2940000	332700	427680	358,38	885,09	183,26	329380	411640	1676,7
2960000	333370	427570	358,71	882,15	185,26	330010	411600	1676,1
2980000	334040	427460	359,03	879,19	187,29	330650	411550	1675,5
3000000	334700	427340	359,35	876,21	189,35	331280	411490	1674,8

Appendice B: p-h Diagram R134-a



Bibliografia

Per svolgere questo elaborato sono stati consultati le seguenti fonti:

- T. Papa “Lezioni di fisica e termodinamica” edizione Kappa, Roma;
- James N. Spencer, George M. Bodner, Lyman H. Rickard “Chimica”, Zanichelli, 2002.
- Rapin, P.J., Jacquard P. “Prontuario del freddo”, Hoepli, Milano, 1998.
- Seidel R., Noack H. “Manuale dell’installatore frigorista”, Tecniche Nuove, Milano 1998
- Dynasim AB “Dymola Dynamic Modeling Laboratory User’s Manual”, Lund 2004
- Alfano G., Filippi M., Sacchi E. “Impianti di climatizzazione per l’edilizia”, Masson 1997
- Siti case costruttrici di componenti per impianti di generazione del freddo.

Ringraziamenti

Mi è doveroso ringraziare per la riuscita di questo lavoro il professore Alberto Leva per Sua pazienza e per la Sua disponibilità, nonostante i suoi numerosi impegni professionali.

Giunto alla fine di questo importante ciclo di studi, ho molte persone da ringraziare.

Le prime sono i miei genitori che mi hanno permesso, con i loro grandi sacrifici e il loro affetto, di conseguire la laurea magistrale.

Ringrazio mia sorella che mi ha sopportato anche nei miei momenti di difficoltà.

A Monica va tutto il mio amore per essermi stata vicino in ogni istante.

Agli amici volontari dell'associazione "Operazione Mato Grosso" che con il loro "fare" continuano ad insegnarmi a guardare anche ad altre situazioni.

Un grazie sentito va anche agli amici pendolari e al personale della linea Lecco - Milano via Molteno che han condiviso con me ogni giorno le 4 ore di viaggio, rendendole assai meno gravose.